

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.*** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

Bibliography

- (19) [Publication country] Japan Patent Office (JP)
- (12) [Kind of official gazette] Open patent official report (A)
- (11) [Publication No.] JP,2003-148457,A (P2003-148457A)
- (43) [Date of Publication] May 21, Heisei 15 (2003. 5.21)
- (54) [Title of the Invention] Hydrodynamic bearing equipment
- (51) [The 7th edition of International Patent Classification]

F16C 17/10
33/10
33/74

[FI]

F16C 17/10 A
33/10 Z
33/74 Z

[Request for Examination] Un-asking.

[The number of claims] 7

[Mode of Application] OL

[Number of Pages] 9

(21) [Application number] Application for patent 2001-349402 (P2001-349402)

(22) [Filing date] November 14, Heisei 13 (2001. 11.14)

(71) [Applicant]

[Identification Number] 000002233

[Name] Sankyo Seiki Mfg. Co., Ltd.

[Address] 5329, Shimo-suwamachi, Suwa-gun, Nagano-ken

(72) [Inventor(s)]

[Name] 5 ** Forward people

[Address] 5329, Shimo-suwamachi, Suwa-gun, Nagano-ken Inside of Sankyo Seiki Mfg. Co., Ltd.

(74) [Attorney]

[Identification Number] 100093034

[Patent Attorney]

[Name] Goto Takahide

[Theme code (reference)]

3J011
3J016

[F term (reference)]

3J011 AA04 AA07 BA06 CA02 CA03
3J016 AA02 AA03 BB22 BB24 CA02

[Translation done.]

*** NOTICES ***

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

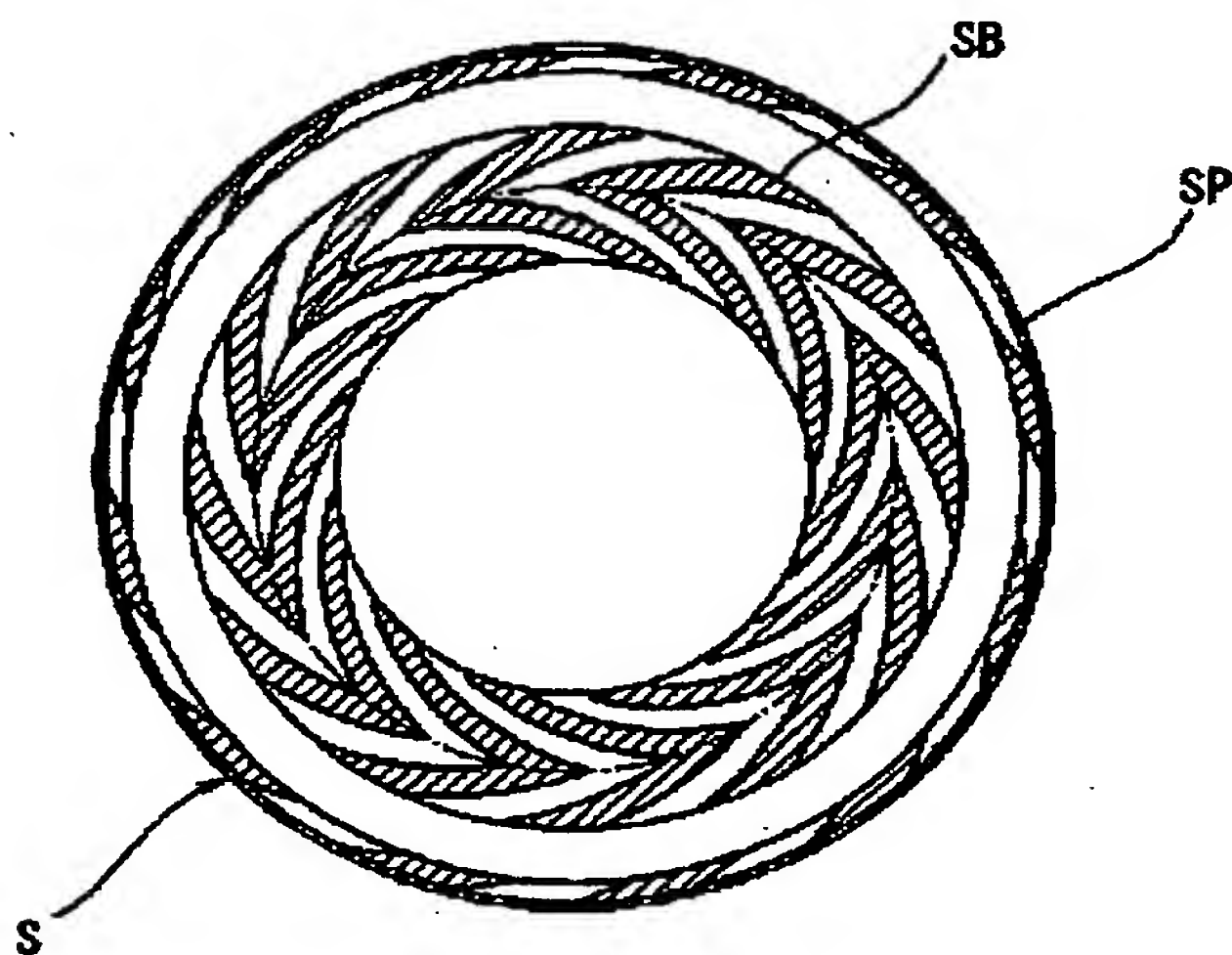
- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.*** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

Epitome**(57) [Abstract]**

[Technical problem] It makes it possible to prevent the external leakage of a lubrication fluid certainly by the simple configuration at the time of high-speed rotation.

[Means for Solution] Set to a part for the periphery flank of all the thrust opposite fields S that form a pumping means SP to pressurize the lubrication fluid in the thrust opposite field S concerned by the bigger force than a rotation centrifugal force toward the method side of the inside of radial in a part for the periphery flank in the thrust opposite field S of the dynamic pressure bearing material 13 and the rotation member 22, and contain the thrust dynamic pressure bearing SB in it. The thing on which made it make the welding pressure which goes to the method side of the inside of radial by the above-mentioned pumping means SP (core side) always act.

[Translation done.]



[Translation done.]

*** NOTICES ***

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.*** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] While having the dynamic pressure bearing material which supported the revolving shaft with the dynamic pressure which pressurized the lubrication fluid with the dynamic pressure generating means, was made to generate dynamic pressure, and was generated in the lubrication fluid To the thrust opposite field in which the shaft-orientations end face of the above-mentioned dynamic pressure bearing material and the shaft-orientations end face of a rotation member which really rotates with the above-mentioned revolving shaft countered shaft orientations, and was formed To the part which thrust dynamic pressure bearing is prepared and follows the above-mentioned thrust opposite field by the side of the method of the outside of radial of the above-mentioned thrust dynamic pressure bearing In the hydrodynamic bearing equipment with which the fluid seal section which prevents the external outflow of the lubrication fluid by the side of the interior of the above-mentioned thrust dynamic pressure bearing was prepared To a part for the periphery flank in the thrust opposite field of the shaft-orientations end face of the above-mentioned dynamic pressure bearing material, and the shaft-orientations end face of said rotation member A pumping means to pressurize the lubrication fluid in the thrust opposite field concerned toward the method side of the inside of radial is established. The pumping means Hydrodynamic bearing equipment characterized by being made by the configuration of generating bigger inner direction side welding pressure than the rotation centrifugal force added to the lubrication fluid in the above-mentioned thrust opposite field at the time of rotation.

[Claim 2] Hydrodynamic bearing equipment according to claim 1 characterized by establishing said pumping means separately from said thrust dynamic pressure bearing, and arranging the pumping means concerned rather than the above-mentioned thrust dynamic pressure bearing to the field by the side of the method of the outside of radial.

[Claim 3] Hydrodynamic bearing equipment according to claim 2 with which said pumping means is characterized by consisting of dynamic pressure generating slots of a spiral configuration while the dynamic pressure generating means of said thrust dynamic pressure bearing consists of dynamic pressure generating slots of a herringbone configuration.

[Claim 4] Hydrodynamic bearing equipment according to claim 1 characterized by establishing the dynamic pressure generating means of said thrust dynamic pressure bearing so that said pumping means may be made to serve a double purpose.

[Claim 5] Hydrodynamic-bearing equipment according to claim 4 with which a dynamic-pressure generating means of thrust dynamic-pressure bearing make said pumping means serve a double purpose consists of a dynamic-pressure generating slot of the herringbone configuration which consists of a slot by the side of the method of the outside of radial, and a slot by the side of the method of the inside of radial, and radial width of face of the slot by the side of the method of the outside of radial in the dynamic pressure generating slot of the herringbone configuration is characterized by to be formed more greatly than the radial width of face of the slot by the side of the method of the inside of radial.

[Claim 6] Hydrodynamic bearing equipment according to claim 1 characterized by being constituted so that said pumping means may consist of a dynamic pressure generating slot of a spiral configuration and the dynamic pressure generating means in said thrust dynamic pressure bearing may be made to serve a double purpose with the pumping means concerned.

[Claim 7] Hydrodynamic bearing equipment according to claim 1 characterized by said fluid seal section consisting of the capillary tube seal section formed by the periphery wall surface of said dynamic pressure bearing material.

[Translation done.]

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.**** shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to hydrodynamic bearing equipment equipped with the dynamic pressure bearing material which supports a revolving shaft with the dynamic pressure which the lubrication fluid was made to generate.

[0002]

[Description of the Prior Art] In recent years, development of the hydrodynamic bearing equipment which a lubrication fluid is made to generate dynamic pressure and supports a revolving shaft in various rotation driving gears as bearing equipment for rotating body of revolution with high precision at high speed is furthered. In such hydrodynamic bearing equipment, what adopted the thrust bearing section SB of structure as been the purposes, such as attaining thin shape-ization of the whole equipment, for example, shown in drawing 8 and drawing 9 is being proposed recently. Namely, it sets in the thrust bearing section SB shown in these drawings. The rotation member 3 is attached in the revolving shaft 2 supported by the dynamic pressure bearing material 1 free [rotation]. The above-mentioned thrust bearing section SB is constituted by the end face within shaft orientations in a part for the main flank of the rotation member 3 (illustration lower limit side) carrying out contiguity opposite, and arranging it at shaft orientations to the shaft-orientations end face (illustration upper limit side) of the above-mentioned dynamic pressure bearing material 1.

[0003] While the proper lubrication fluid (illustration abbreviation) is poured in, as a dynamic pressure generating means against that lubrication fluid, the dynamic pressure generating slot 4 of a herringbone configuration is cut annularly, dynamic pressure is generated to the above-mentioned lubrication fluid according to a pressurization operation of that dynamic pressure generating slot 4, and it is turning on the interior side of this thrust dynamic pressure bearing SB as [acquire / the predetermined shaft-orientations surfacing force].

[0004] In order to acquire efficiently the surfacing force of the shaft orientations by the above-mentioned thrust dynamic pressure bearing SB at this time, it is desirable to set up so that a pressurization operation of the dynamic pressure generating slot mentioned above may be made to go to the method side of the inside of radial (core side). Therefore, he has set up more greatly than the pressurization operation by slot 4b by the side of the method of the inside of radial the pressurization operation (pumping operation) by slot 4a by the side of the method of the outside of radial which constitutes the above-mentioned dynamic pressure generating slot 4, and is trying to usually send the above-mentioned lubrication fluid into a core side by those differential pressure as shown by the arrow head in drawing 8.

[0005] On the other hand, from such thrust dynamic pressure bearing SB, in order to prevent the external outflow of the lubrication fluid in the thrust dynamic pressure bearing SB concerned, the fluid seal sections 5 which consist of the capillary tube seal section etc. are formed successively by the part by the side of the method of the outside of radial. This fluid seal section 5 is constituted using the periphery side-attachment-wall side of the above-mentioned dynamic pressure bearing material 1. More specifically The proper clearance is formed between the periphery side-attachment-wall side of the dynamic pressure bearing material 1, and the inner circumference side-attachment-wall side of the counter plate 6 attached so that it might escape to said rotation member 3 and a stop member might be made to serve a double purpose. Taper-like seal space is formed by expanding the clearance continuously toward opening by the side of an illustration lower part.

[0006] In forming the thrust dynamic pressure bearing SB which has such a configuration, it will be desirable to reduce the loss torque generated in the thrust dynamic pressure bearing SB concerned naturally, but [therefore], making the bearing outside diameter of the above-mentioned thrust dynamic pressure bearing SB into a minor diameter if possible is performed as it depends conventionally, especially is shown in drawing 9. That is, arranging the above-mentioned thrust dynamic pressure bearing SB into the part by the side of the core of all the thrust opposite fields currently formed between the shaft-orientations end face of the rotation member 3 mentioned above and the shaft-orientations end face of the dynamic pressure bearing material 1 is performed from the former.

[0007]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] however, when the outer diameter of the thrust dynamic pressure bearing SB is made small in this way As opposed to the lubrication fluid which exists in the field by the side of the method of the outside of radial from the thrust dynamic pressure bearing SB It will be stopped by the welding pressure (pumping force) by the side of the method of the inside of radial by the thrust dynamic pressure bearing SB acting. A possibility that the lubrication fluid which exists in the field by the side of the

method of outside [bearing / SB / the / thrust dynamic pressure] may disperse toward the method side of the outside of bearing (method side of the outside of radial) in response to the centrifugal force by rotation arises.

[0008] Since the rotation centrifugal force added to this lubrication fluid is proportional to the square of rotational speed, when high-speed rotation which exceeds 10000rpm like the latest rotation driving gear especially is performed, a very big centrifugal force will be added to a lubrication fluid, scattering will be performed easily, and a possibility that it may stop supporting and going out and a lubrication fluid may carry out external leakage is becoming strong in the holding power by the fluid seal section 5 mentioned above. And if the external leakage of a lubrication fluid occurs, the part and a lubrication fluid will be insufficient and will shorten the life of hydrodynamic bearing equipment. Moreover, in the equipment which requires a high clarification environment like HDD (hard disk drive), for example, the external leakage of the lubrication fluid mentioned above may cause [of an internal device] contamination, and a fatal problem may be given to the whole equipment.

[0009] In addition, in order to prevent the external leakage of the lubrication fluid from such thrust dynamic pressure bearing SB, narrow-izing the clearance between the members arranged near the thrust dynamic pressure bearing SB is also considered, but if it is made such, rotational loss torque will occur in the narrow-ized circulation space, the fault of raising a drive current will be invited, and it is not desirable.

[0010] Then, this invention aims at offering the hydrodynamic bearing equipment which enabled it to prevent the external leakage of the lubrication fluid from the thrust dynamic pressure bearing SB good by the simple configuration.

[0011]

[Means for Solving the Problem] In order to solve the above-mentioned technical problem, with the hydrodynamic bearing equipment concerning claim 1 To a part for the periphery flank in the thrust opposite field of the shaft-orientations end face of dynamic pressure bearing material, and the shaft-orientations end face of said rotation member A pumping means to pressurize the lubrication fluid in the thrust opposite field concerned toward the method side of the inside of radial is established, and the pumping means is made by the configuration of generating bigger inner direction side welding pressure than the rotation centrifugal force added to the lubrication fluid in the above-mentioned thrust opposite field at the time of rotation. Namely, according to the hydrodynamic bearing equipment concerning claim 1 which has such a configuration In a part for the periphery flank of all the thrust opposite fields containing thrust dynamic pressure bearing Since the welding pressure which goes to the method side of the inside of radial by the pumping means (core side) will always act Though a high speed is rotated when it constitutes so that thrust dynamic pressure bearing may be minor-diameter-ized and loss torque may be reduced, the external leakage of a lubrication fluid is certainly prevented with way side welding pressure among the above-mentioned pumping means.

[0012] Moreover, with the hydrodynamic bearing equipment concerning claim 2, the pumping means in above-mentioned claim 1 is established separately from thrust dynamic pressure bearing, and the external leakage of a lubrication fluid is prevented good, making thrust dynamic pressure bearing the structure where loss torque is more small, since the pumping means concerned is arranged rather than the above-mentioned thrust dynamic pressure bearing to the field by the side of the method of the outside of radial.

[0013] Furthermore, with the hydrodynamic-bearing equipment concerning claim 3, the configuration of a pumping means prevent the external leakage of a lubrication fluid is simplified, forming easily thrust dynamic pressure bearing of the same structure as usual, since the pumping means consists of dynamic pressure generating slots of a spiral configuration, while the dynamic pressure generating means of thrust dynamic pressure bearing in above-mentioned claim 2 consists of dynamic pressure generating slots of a herringbone configuration.

[0014] With the hydrodynamic bearing equipment concerning claim 4, since the dynamic pressure generating means of thrust dynamic pressure bearing in above-mentioned claim 1 is established so that a pumping means may be made to serve a double purpose, the whole structure is simplified further again.

[0015] On the other hand with the hydrodynamic bearing equipment concerning claim 5, a dynamic pressure generating means of thrust dynamic pressure bearing to make the pumping means in above-mentioned claim 4 serve a double purpose It consists of a dynamic pressure generating slot of the herringbone configuration which consists of a slot by the side of the method of the outside of radial, and a slot by the side of the method of the inside of radial. The radial width of face of the slot by the side of the method of the outside of radial in the dynamic pressure generating slot of the herringbone configuration The external leakage of a lubrication fluid is prevented good, securing the former, an EQC, or the bearing engine performance beyond it from being formed more greatly than the radial width of face of the slot by the side of the method of the inside of radial

only by fabricating asymmetrically the dynamic pressure generating slot of a general herringbone configuration. [0016] Moreover, with the hydrodynamic-bearing equipment concerning claim 6, the pumping means in above-mentioned claim 1 consists of a dynamic pressure generating slot of a spiral configuration, and the external leakage of a lubrication fluid is prevented good, making a lubrication fluid generate the dynamic pressure for thrust surfacing with the hydrodynamic bearing equipment [that it is very simple and low cost] of structure from being constituted so that the dynamic pressure generating means in thrust dynamic pressure bearing may be made to serve a double purpose with the pumping means concerned.

[0017] furthermore, with the hydrodynamic bearing equipment concerning claim 7 From the fluid seal section in above-mentioned claim 1 consisting of the capillary tube seal section formed by the periphery wall surface of dynamic pressure bearing material While a part for Mabe from thrust dynamic pressure bearing to the capillary tube seal section will be continuously filled up with a lubrication fluid and a lubrication fluid is fully secured to thrust dynamic pressure bearing Even if contact arises in the members in a part for Mabe from the thrust dynamic pressure bearing to the capillary tube seal section, when the lubrication fluid intervenes, generating of printing, galling, etc. is prevented good.

[0018]

[Embodiment of the Invention] Hereafter, although the gestalt of operation of this invention is explained to a detail based on a drawing, suppose that the outline of the hard disk drive (HDD) as an example which adopted the hydrodynamic bearing equipment first applied to this invention is explained in advance of it.

[0019] The whole HDD driving gear of the axial rotation mold shown in drawing 1 consists of a stator group 10 as a holddown member, and a Rota group 20 as a rotation member attached from the illustration bottom to the stator group 10. Among those, the stator group 10 has the fixed frame 11 by which a screw stop is carried out to the fixed pedestal side which omitted illustration. Although this fixed frame 11 is formed from the aluminum system metallic material in order to attain lightweight-ization, the bearing sleeve 13 as a fixed bearing member formed in the bell shape is joined to the above-mentioned bearing electrode holder 12 by press fit or eye a thermal insert at the inner skin side of the annular bearing electrode holder 12 formed in it as set up into the abbreviation central part of the fixed frame 11 concerned. This bearing sleeve 13 is formed from copper system ingredients, such as phosphor bronze, in order to easy-ize hole processing of a minor diameter etc.

[0020] Moreover, while the stator core 14 which consists of a layered product of a magnetic steel sheet is attached in the periphery clamp face of said bearing electrode holder 12, the drive coil 15 is wound around each salient pole section prepared in the stator core 14, respectively.

[0021] Furthermore, into the feed hole established in the above-mentioned bearing sleeve 13, the revolving shaft 21 which constitutes the Rota group 20 mentioned above is inserted free [rotation]. That is, the dynamic pressure side formed in the inner circle wall section of the above-mentioned bearing sleeve 13 is arranged so that it may counter radial to the dynamic pressure side formed in the peripheral face of the above-mentioned revolving shaft 21, proper spacing is opened in shaft orientations and two radial dynamic pressure bearings RB and RB are constituted by the minute clearance part. More, through the several micrometers very small clearance, opposite arrangement is carried out at the shape of a periphery, and it is poured in or placed between details by the dynamic pressure side by the side of the bearing sleeve 13 in the above-mentioned radial dynamic pressure bearing RB, and the dynamic pressure side by the side of a revolving shaft 21 so that the lubrication fluids F, such as lubrication oil, a magnetic fluid, and Ayr, may continue in the direction of an axis in the bearing space which consists of the very small clearance.

[0022] Both the dynamic pressure side of the above-mentioned bearing sleeve 13 and a revolving shaft 21 at least further again to one side For example, the slot for radial dynamic pressure generating which passes and consists of a ring bone configuration etc. is divided into 2 blocks in the direction of an axis, and is annularly cut in it. The lubrication fluid which omitted illustration according to a pumping operation of the slot for radial dynamic pressure generating concerned at the time of rotation is pressurized, and dynamic pressure is produced. With the dynamic pressure of the lubrication fluid The rotating hub 22 later mentioned with the above-mentioned revolving shaft 21 is made by the configuration by which axial support is carried out in the state of non-contact to the above-mentioned bearing sleeve 13 in a radial direction.

[0023] In addition, a lubrication fluid is not stuffed into the one side of shaft orientations by the pumping operation with which it is set as the condition of having balanced to shaft orientations, therefore each radial dynamic pressure bearing RB concerned balanced as especially the pumping operation in each radial dynamic pressure bearing RB mentioned above is shown by the arrow head in drawing 2 .

[0024] Furthermore, the rotating hub 22 which constitutes the Rota group 20 with the above-mentioned revolving shaft 21 consists of a member of the shape of an abbreviation cup which consists of an aluminum system metal, and junction hole 22a prepared in a part for the core of the rotating hub 22 concerned is joined

by press fit or eye a thermal insert in one to the illustration upper limit part of the above-mentioned revolving shaft 21. This rotating hub 22 is equipped with disk installation section 22c which juts out of that drum section 22b over the method of the outside of radial, and supports a record-medium disk in the direction of an axis while having approximately cylindrical drum section 22b which carries record-medium disks, such as a magnetic disk which omitted illustration, in the periphery section, and the above-mentioned record-medium disk is fixed by the illustration upper part side thrust of the clasper (illustration abbreviation) by which the screw stop was carried out so that it might cover from an illustration upper part side.

[0025] Moreover, ring-around magnet 22d is attached in the inner circle wall side side of drum section 22b of the above-mentioned rotating hub 22 through the back yoke. While contiguity arrangement is carried out so that it may counter annularly to the periphery side edge side of each salient pole section in the stator core 14 mentioned above, this ring-around magnet 22d inner skin A concerned ring-around magnet 22d shaft-orientations lower limit side It is made by the physical relationship which meets the magnetic-attraction plate 23 attached in the fixed frame 11 side mentioned above, and shaft orientations. With the magnetic attraction between 22d of both [these] members, and 23 It is drawn to shaft orientations by the whole rotating hub 22 mentioned above, and is made by the configuration that a stable rotation condition is acquired.

[0026] On the other hand, it is blockaded by covering 13a and opening prepared in the illustration lower limit side of said bearing sleeve 13 is made by the configuration which the lubrication fluid in each radial dynamic pressure bearing RB mentioned above does not leak outside.

[0027] Moreover, it is arranged so that the illustration upper limit side of the above-mentioned bearing sleeve 13 and the illustration lower limit side in a part for the main flank of the rotating hub 22 mentioned above may counter, where shaft orientations are approached, and the thrust dynamic pressure bearing SB is formed in the part in the thrust opposite field S between the illustration upper limit side of these bearing sleeves 13, and the illustration lower limit side of a rotating hub 22. That is, the shaft-orientations opposite part of both the opposite dynamic pressure sides 13 and 22 that constitute the above-mentioned thrust opposite field S which it passes, and the thrust dynamic pressure generating slot SG of a ring bone configuration is formed, and include the thrust dynamic pressure generating slot SG as shown in drawing 3 is made by the thrust dynamic pressure bearing SB especially at least at one side.

[0028] The dynamic pressure side by the side of the dynamic pressure side by the side of the illustration upper limit side of the bearing sleeve 13 which constitutes such thrust dynamic pressure bearing SB, and the illustration lower limit side of the rotating hub 22 which carries out contiguity opposite at it While opposite arrangement is carried out through the several micrometers very small clearance at shaft orientations, in the bearing space which consists of the very small clearance It fills up with lubrication fluids, such as oil, a magnetic fluid, and Ayr, continuously from the radial dynamic pressure bearing RB mentioned above. The above-mentioned lubrication fluid is pressurized by pumping operation of the thrust dynamic pressure generating slot SG mentioned above at the time of rotation, dynamic pressure is produced, and it is made by the configuration by which axial support is carried out in the state of non-contact [to which said revolving shaft 21 and rotating hub 22 surfaced in the thrust direction with the dynamic pressure of the lubrication fluid].

[0029] In the thrust opposite field S between the illustration upper limit side of the bearing sleeve 13 which mentioned above the above-mentioned thrust dynamic pressure bearing SB at this time, and the illustration lower limit side of a rotating hub 22 It is arranged at the part which is most equivalent to a periphery side, and sets to a part for the outermost periphery flank of the thrust opposite field S. It is made by the configuration of making a pumping means to pressurize the lubrication fluid which exists in [whole] the thrust opposite field S containing the above-mentioned thrust dynamic pressure bearing SB toward the method side of the inside of radial serve a double purpose.

[0030] that is, it was prepared in the above-mentioned thrust dynamic pressure bearing SB -- passing -- the thrust dynamic pressure generating slot SG of a ring bone configuration -- the method slot SG1 of the outside by the side of the method of the outside of radial, and the method slot SG2 of the inside by the side of the method of the inside of radial -- flat-surface abbreviation -- " -- passing -- ", although made by the configuration connected in the shape of a character The radial width of face L1 in the method slot SG1 of outside among both the slots SG1 and SG2 that make those herringbone configurations Only the amount more proper than the radial width of face L2 in the way slot SG2 in by the side of the method of the inside of radial is formed for a long time ($L1 > L2$). It is set up so that only an amount with the welding pressure (pumping force P1) more proper than the welding pressure (pumping force P2) which goes to the radial outside by the method slot SG2 of the inside of the above which goes to the method side of the inside of radial by the method slot SG1 of the outside (core side) may become large ($P1 > P2$).

[0031] Therefore, the differential pressure ($P1-P2$) of the welding pressure by both [these] the slots SG1 and SG2 is set as the applied force which goes to a core side, and the lubrication fluid which exists in the thrust opposite field S containing said thrust dynamic pressure bearing SB will be pressurized by it toward the method side of the inside of radial (core side). Thus, the thrust dynamic pressure bearing SB in this operation gestalt It is made by the configuration of making a pumping means to pressurize the lubrication fluid in the above-mentioned thrust opposite field S toward a core side serve a double purpose. The above-mentioned differential pressure ($P1-P2$) which is the pressurization applied force by the pumping means It is set up so that it may become larger than the rotation centrifugal force F added to the lubrication fluid which is in the above-mentioned thrust opposite field S, and exists in the field of the method of the outside of radial from said thrust dynamic pressure bearing SB at the time of rotation ($>F$). ($P1-P2$)

[0032] Furthermore, the fluid seal section which consists of the capillary tube seal section 24 is formed by the outermost peripheral wall side of the bearing sleeve 13 as the above-mentioned dynamic pressure bearing material. Namely, the capillary tube seal section 24 as this fluid seal section It is prepared so that it may be formed successively from the method side of the outside of radial to the thrust opposite field S of the shaft orientations containing the thrust dynamic pressure bearing SB mentioned above. The periphery wall surface of the above-mentioned aforementioned bearing sleeve 13, The above-mentioned capillary tube seal section 24 is formed by the inner circle wall side of the counter plate 25 as an omission stop member formed so that it might counter radial [of the bearing sleeve 13 / the periphery wall surface and radial]. The above-mentioned counter plate 25 consists of a ring-like member fixed to flange 22e prepared in the rotating hub 22 mentioned above, and is forming taper-like seal space by expanding continuously the clearance between the inner circle wall side of the counter plate 25 concerned, and the periphery wall surface of the bearing sleeve 13 mentioned above toward opening by the side of an illustration lower part. And it fills up with it continuously until the lubrication fluid in the above-mentioned thrust dynamic pressure bearing SB results in the capillary tube seal section 24.

[0033] Moreover, at this time, as it *****s to the method side of the outside of radial, ***** flange 13b is prepared in the illustration upper limit part of the above-mentioned bearing sleeve 13, and it is arranged so that a part of that ***** flange 13b may counter shaft orientations to some counter plates 25 mentioned above. And said rotating hub 22 is made by both these members 13b and 25 by the configuration of preventing slipping out to shaft orientations.

[0034] In a part for the periphery flank of all the thrust opposite fields S that contain the thrust dynamic pressure bearing SB with this operation gestalt which has such a configuration The welding pressure ($P1-P2$) which goes to the method side of the inside of radial by the thrust dynamic pressure bearing SB which makes a pumping means serve a double purpose (core side) Though a high speed is rotated when it constitutes so that it will always act, thrust dynamic pressure bearing SB may be minor-diameter-ized and loss torque may be reduced The external leakage of a lubrication fluid is certainly prevented with way side welding pressure among the thrust dynamic pressure bearings SB which make the above-mentioned pumping means serve a double purpose.

[0035] Since it is prepared so that the thrust dynamic pressure bearing SB which constitutes the dynamic pressure generating means [in / especially / at this time / at this operation gestalt / the thrust dynamic pressure bearing SB] may make a pumping means serve a double purpose, simplification of the whole equipment structure is attained as compared with the case where each is prepared separately.

[0036] Furthermore, with this operation gestalt, the external leakage of a lubrication fluid is prevented good, securing equivalent to the former, or the bearing engine performance beyond it only by a dynamic pressure generating means of the thrust dynamic pressure bearing SB to make a pumping means serve a double purpose fabricating asymmetrically the dynamic pressure generating slot of a general herringbone configuration.

[0037] Furthermore, with this operation gestalt, since the fluid seal section attached to the thrust dynamic pressure bearing SB consists of the capillary tube seal section 24 formed by the outermost peripheral wall side of a bearing sleeve 13, a part for Mabe from the thrust dynamic pressure bearing SB to the capillary tube seal section 24 will be continuously filled up with a lubrication fluid, therefore a lubrication fluid is fully secured to the above-mentioned thrust dynamic pressure bearing SB. Moreover, even if there is each ***** member arranged at the part when it contacts other members according to the impulse force from the outside etc. until it results [from the thrust dynamic pressure bearing SB] in the capillary tube seal section 24, generating of printing, galling, etc. is prevented by mediation of a lubrication fluid good.

[0038] On the other hand with the operation gestalt shown in drawing 4 and drawing 5 which were expressed with the same sign, the same structure as the operation gestalt mentioned above [in the thrust opposite field S between the illustration upper limit side of a bearing sleeve 13, and the illustration lower limit side of a

rotating hub 22] While being prepared so that the thrust dynamic pressure bearing SB equipped with the dynamic pressure generating slot of a herringbone configuration may make a minor diameter to a core side The pumping means SP for preventing the external outflow of the lubrication fluid in the above-mentioned thrust opposite field S is formed in the field by the side of the method of the outside of radial of the thrust dynamic pressure bearing SB separately from said thrust dynamic pressure bearing SB. The above-mentioned pumping means SP in this operation gestalt consists of dynamic pressure generating slots of a spiral configuration, and is arranged at a part for the outermost periphery of the above-mentioned thrust opposite field S.

[0039] Thus, in this operation gestalt, the external leakage of a lubrication fluid is prevented good, making thrust dynamic pressure bearing SB into the structure where loss torque is more small, since the pumping means SP is established separately from the thrust dynamic pressure bearing SB in the field by the side of the method of the outside of radial from the thrust dynamic pressure bearing SB. Furthermore, the configuration of a pumping means SP to prevent the external leakage of a lubrication fluid is simplified, forming easily the thrust dynamic pressure bearing SB of the same structure as usual.

[0040] Moreover, the pumping means SP is established, and it consists of operation gestalten shown in drawing 6 and drawing 7 which expressed with the same sign the same structure as the operation gestalt mentioned above so that the pumping means SP may make the dynamic pressure generating means of thrust dynamic pressure bearing serve a double purpose. That is, the above-mentioned pumping means SP is formed from the dynamic pressure generating slot of a spiral configuration, and while calling at the dynamic pressure generating slot of the spiral configuration concerned, he is trying to obtain the dynamic pressure for surfacing for thrust bearing, and the dynamic pressure for preventing the external leakage of a lubrication fluid to coincidence with the welding pressure (pumping force) by the side of a way (core side).

[0041] According to such an operation gestalt, as compared with the case where the external leakage of the lubrication fluid concerned was prevented good, and each dynamic pressure generating means is established separately, simplification of structure is attained by the hydrodynamic bearing equipment [that it is very simple and low cost] of structure, making a lubrication fluid generate the dynamic pressure for thrust surfacing.

[0042] As mentioned above, although invention made by this invention person was concretely explained based on the operation gestalt, it cannot be variously overemphasized in the range which this invention is not limited to the above-mentioned operation gestalt, and does not deviate from the summary that it is deformable.

[0043] For example, although each operation gestalt mentioned above applies this invention to an HDD spindle motor, this invention is applicable similarly to a variety of other hydrodynamic bearing equipments.

[0044]

[Effect of the Invention] As explained above, the hydrodynamic bearing equipment concerning claim 1 To a part for the periphery flank in the thrust opposite field of dynamic pressure bearing material and a rotation member In a part for the periphery flank of all the thrust opposite fields that establish a pumping means to pressurize the lubrication fluid in the thrust opposite field concerned by the bigger force than a rotation centrifugal force toward the method side of the inside of radial, and contain thrust dynamic pressure bearing Since the welding pressure which goes to the method side of the inside of radial by the above-mentioned pumping means (core side) is made to always act Though a high speed is rotated when it constitutes so that thrust dynamic pressure bearing may be minor-diameter-ized and loss torque may be reduced The dependability of hydrodynamic bearing equipment can be raised among the pumping means of a simple configuration, being able to prevent the external leakage of a lubrication fluid certainly, and attaining miniaturization and thin shape-ization of equipment with way side welding pressure.

[0045] Moreover, since the external leakage of a lubrication fluid is prevented good, the hydrodynamic bearing equipment concerning claim 2 establishing separately from thrust dynamic pressure bearing the pumping means in above-mentioned claim 1, and raising the engine performance of thrust dynamic pressure bearing, the effectiveness mentioned above can be acquired certainly.

[0046] Furthermore, while the hydrodynamic bearing equipment concerning claim 3 constitutes the dynamic pressure generating means of thrust dynamic pressure bearing in above-mentioned claim 2 from a dynamic pressure generating slot of a herringbone configuration Constituting a pumping means from a dynamic pressure generating slot of a spiral configuration, and forming easily thrust dynamic pressure bearing of the same structure as usual Since simplification of the configuration of a pumping means to prevent the external leakage of a lubrication fluid is enabled, in addition to the effectiveness mentioned above, improvement in productivity can be aimed at.

[0047] Since the hydrodynamic bearing equipment concerning claim 4 establishes the dynamic pressure generating means of thrust dynamic pressure bearing in above-mentioned claim 1 so that a pumping means may be made to serve a double purpose, and it simplifies the whole structure, in addition to the effectiveness

mentioned above, it can raise productivity further further again.

[0048] On the other hand, the hydrodynamic bearing equipment concerning claim 5 constitutes a dynamic pressure generating means of thrust dynamic pressure bearing to make the pumping means in above-mentioned claim 4 serve a double purpose from a dynamic pressure generating slot of a herringbone configuration. Only by forming more greatly than the width of face of the slot by the side of the method of the inside of radial the width of face of the slot by the side of the method of the outside of radial in the dynamic pressure generating slot of the herringbone configuration, and fabricating asymmetrically the dynamic pressure generating slot of a general herringbone configuration Since the external leakage of a lubrication fluid is prevented good, securing the bearing engine performance beyond it, in addition to equivalent to the former, or the effectiveness mentioned above, improvement in productivity can be aimed at.

[0049] Moreover, since it prevents the external leakage of a lubrication fluid good, the hydrodynamic-bearing equipment concerning claim 6 considering the pumping means in above-mentioned claim 1 as the configuration which makes thrust dynamic-pressure bearing serve a double purpose as a dynamic-pressure generating slot of a spiral configuration, and making a lubrication fluid generate the dynamic pressure for thrust surfacing with the hydrodynamic-bearing equipment of structure [that it is very simple and low cost], in addition to the effectiveness mentioned above, it can raise productivity further.

[0050] The hydrodynamic bearing equipment concerning claim 7 furthermore, by having constituted the fluid seal section in above-mentioned claim 1 from the capillary tube seal section formed by the periphery wall surface of dynamic pressure bearing material Since it constitutes fully securing the lubrication fluid to thrust dynamic pressure bearing so that neither printing nor galling may occur by contact of the members in a part for Mabe from the thrust dynamic pressure bearing to the capillary tube seal section In addition to the effectiveness mentioned above, the life nature and dependability of hydrodynamic bearing equipment can be raised further.

[Translation done.]

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] It is a longitudinal-section explanatory view showing the outline of the spindle motor for HDD of the axial rotation mold equipped with the hydrodynamic bearing equipment concerning this invention.

[Drawing 2] It is the longitudinal-section explanatory view which expanded and expressed the hydrodynamic bearing equipment used for the spindle motor for HDD shown in drawing 1 .

[Drawing 3] It is a flat-surface explanatory view showing the configuration of the thrust dynamic pressure generating slot established in dynamic pressure bearing shown in drawing 2 .

[Drawing 4] It is the longitudinal-section explanatory view which expanded and expressed thrust dynamic pressure bearing of the hydrodynamic bearing equipment in other operation gestalten of this invention.

[Drawing 5] It is a flat-surface explanatory view showing the configuration of the dynamic pressure generating slot established in thrust dynamic pressure bearing shown in drawing 4 .

[Drawing 6] It is the longitudinal-section explanatory view which expanded and expressed thrust dynamic pressure bearing of the hydrodynamic bearing equipment in the operation gestalt of further others of this invention.

[Drawing 7] It is a flat-surface explanatory view showing the configuration of the dynamic pressure generating slot established in thrust dynamic pressure bearing shown in drawing 6 .

[Drawing 8] It is the longitudinal-section explanatory view which expanded and expressed thrust dynamic pressure bearing in conventional hydrodynamic bearing equipment.

[Drawing 9] It is a flat-surface explanatory view showing the configuration of the dynamic pressure generating slot established in thrust dynamic pressure bearing shown in drawing 8 .

[Description of Notations]

13 Bearing Sleeve (Bearing Member)

13b ***** flange

21 Revolving Shaft

22 Rotating Hub (Rotation Member)

24 Capillary Tube Seal Section (Fluid Seal Section)

25 Counter Plate

RB Radial dynamic pressure bearing

S Thrust opposite field

SG Thrust dynamic pressure generating slot

SB Thrust dynamic pressure bearing

SG1 Method slot of outside

SG2 Method slot of inside

SP Pumping means

[Translation done.]

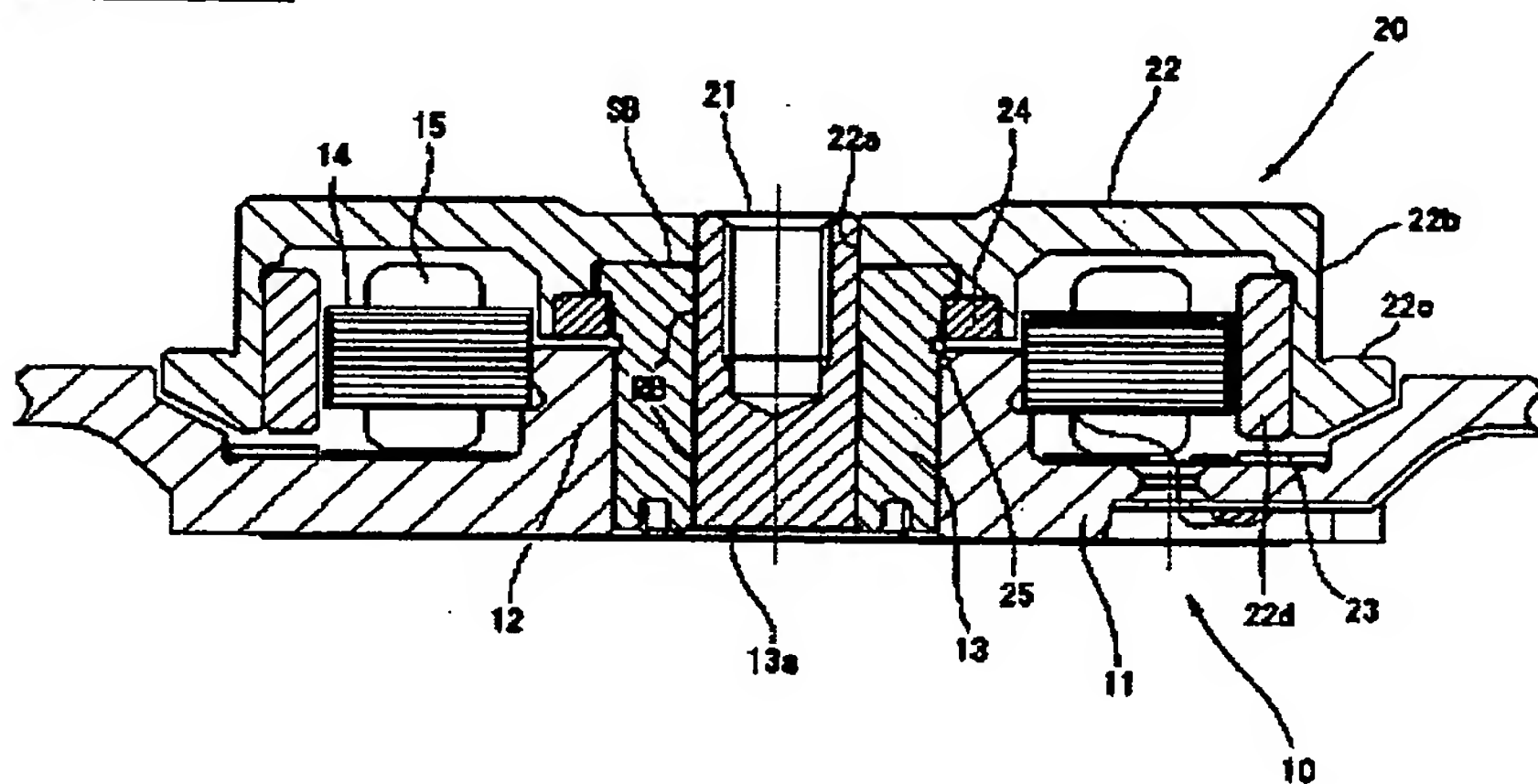
* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

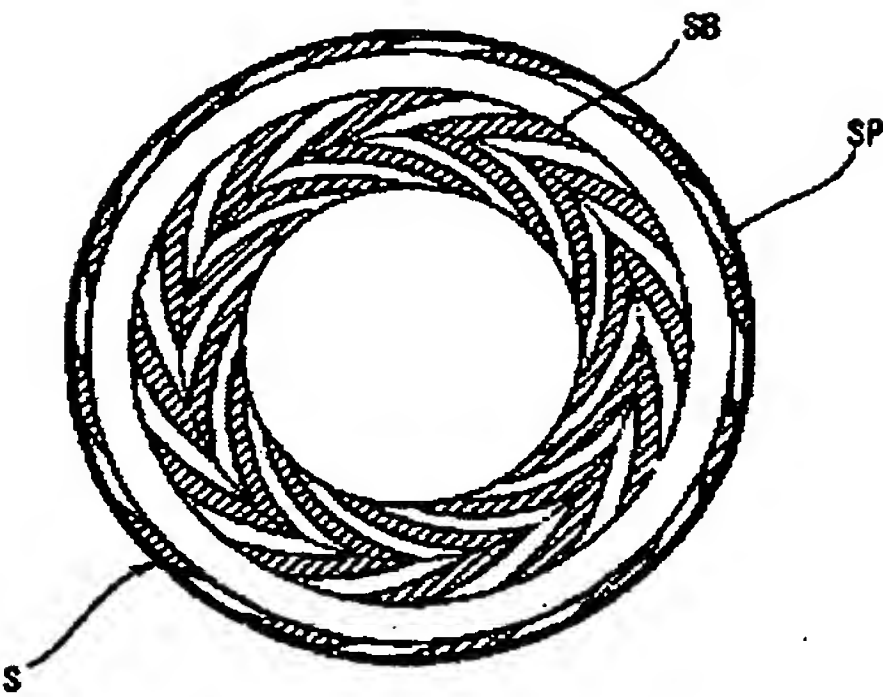
- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

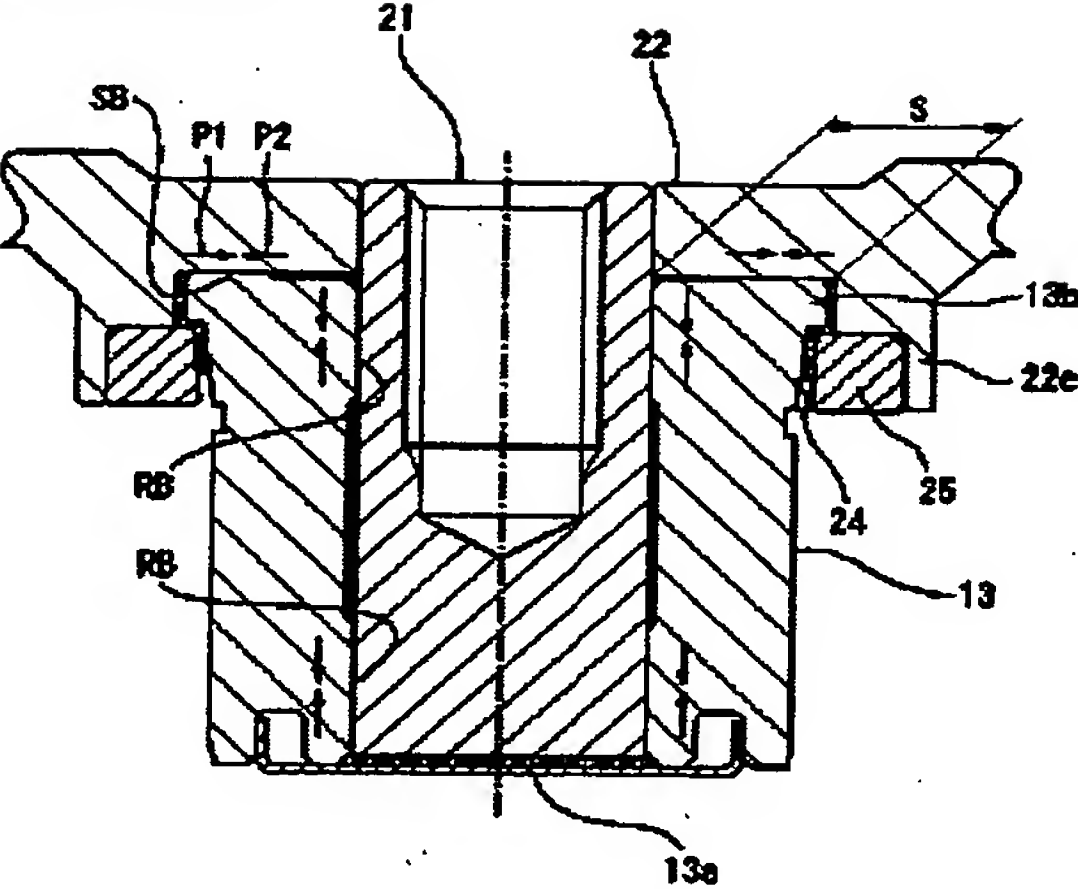
[Drawing 1]



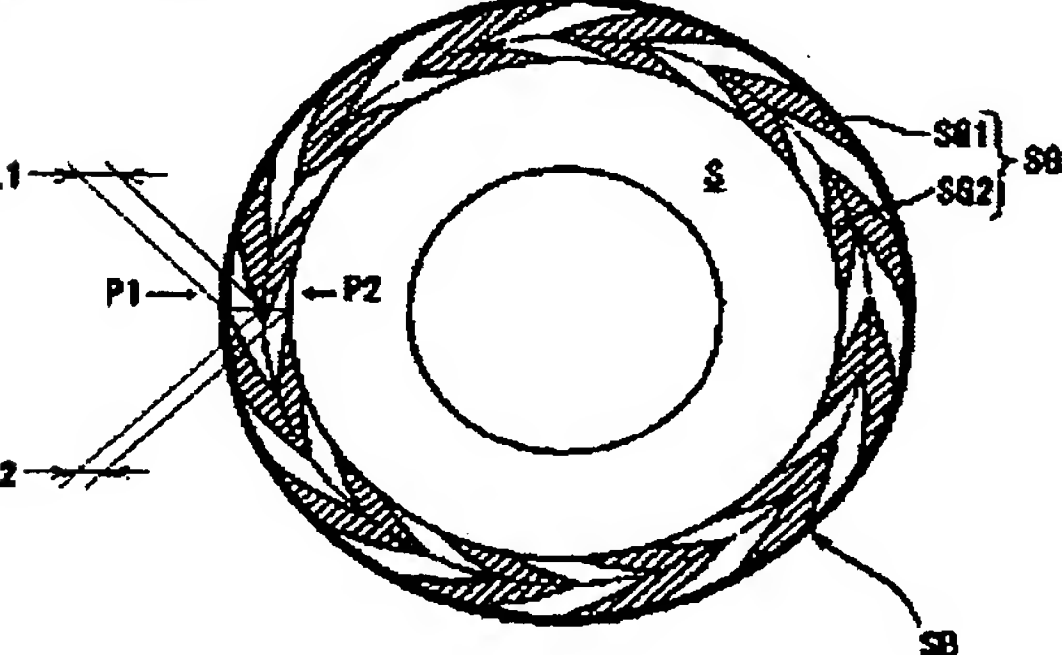
[Drawing 5]



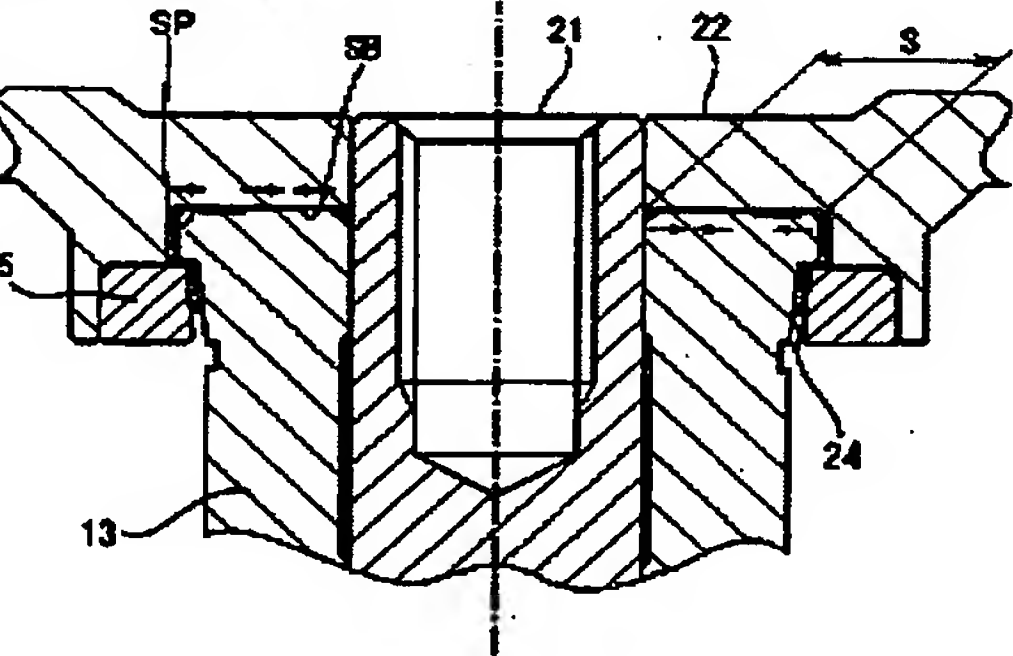
[Drawing 2]



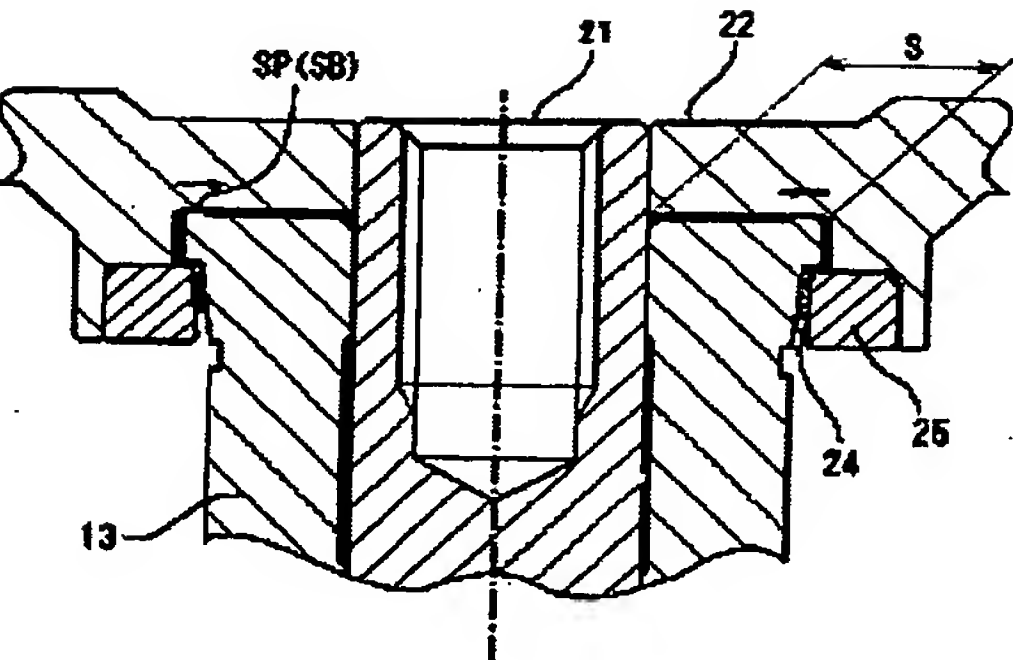
[Drawing 3]



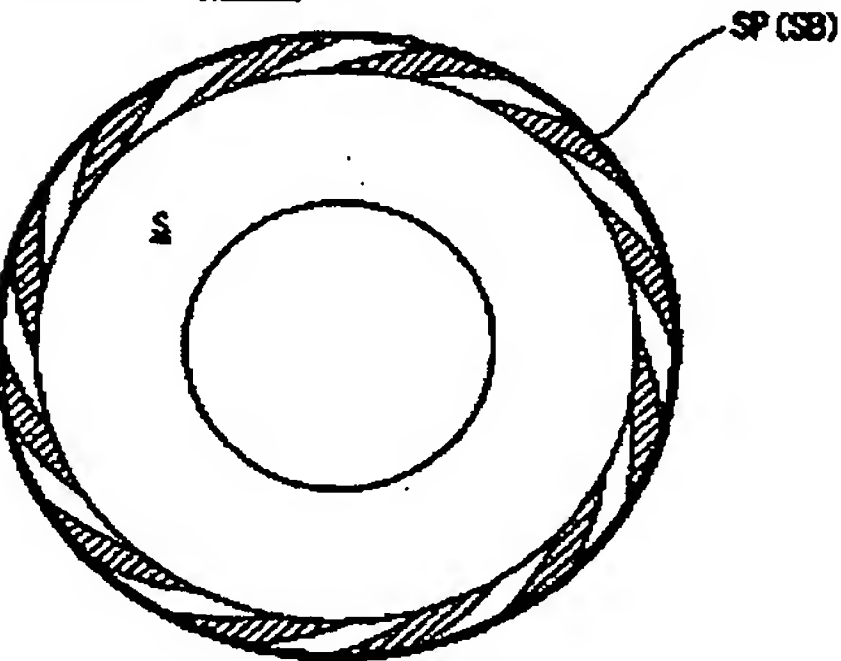
[Drawing 4]



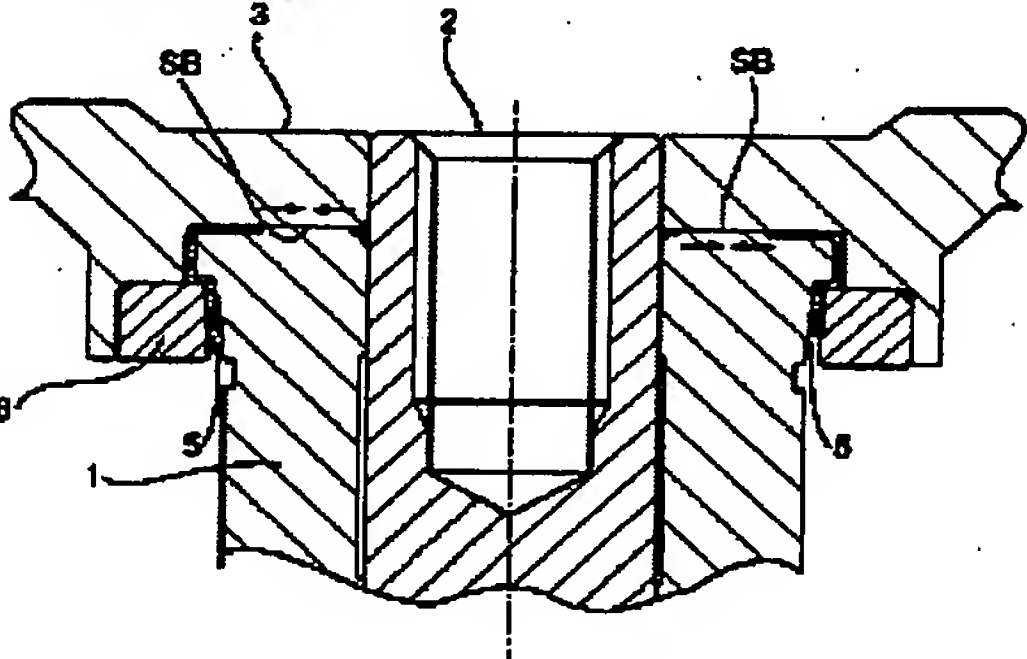
[Drawing 6]



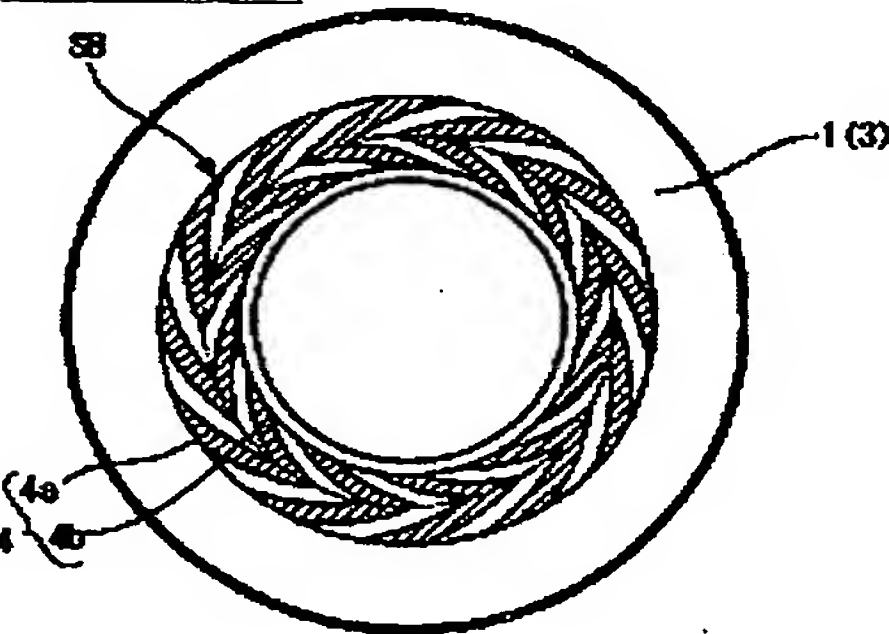
[Drawing 7]



[Drawing 8]



[Drawing 9]



[Translation done.]

(19)日本国特許庁 (J P)

(12)公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号
特開2003-148457
(P 2 0 0 3 - 1 4 8 4 5 7 A)
(43)公開日 平成15年 5 月21日 (2003. 5. 21)

(51)Int. Cl. ⁷	識別記号	F I	テ-マコード (参考)
F16C 17/10		F16C 17/10	A 3J011
33/10		33/10	Z 3J016
33/74		33/74	Z

審査請求 未請求 請求項の数 7 O L (全 9 頁)

(21)出願番号 特願2001-349402 (P 2001-349402)
(22)出願日 平成13年11月14日 (2001. 11. 14)

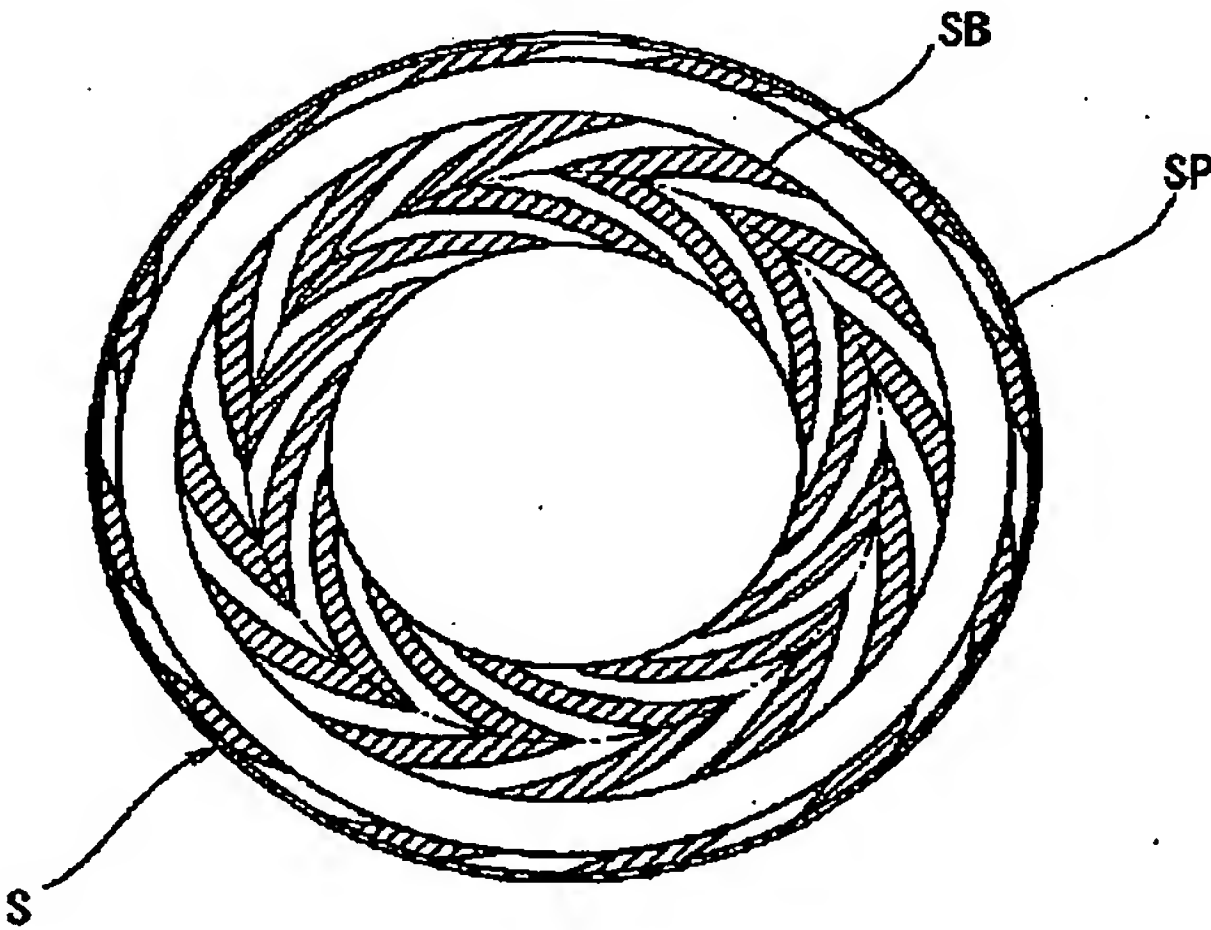
(71)出願人 000002233
株式会社三協精機製作所
長野県諏訪郡下諏訪町5329番地
(72)発明者 五明 正人
長野県諏訪郡下諏訪町5329番地 株式会社
三協精機製作所内
(74)代理人 100093034
弁理士 後藤 隆英
F タ-ム (参考) 3J011 AA04 AA07 BA06 CA02 CA03
3J016 AA02 AA03 BB22 BB24 CA02

(54)【発明の名称】動圧軸受装置

(57)【要約】

【課題】 簡易な構成によって、高速回転時においても潤滑流体の外部漏れを確実に防止することを可能とする。

【解決手段】 動圧軸受部材13と回転部材22とのスラスト対向領域Sにおける外周側部分に、当該スラスト対向領域S内の潤滑流体を、半径方向内方側に向かって、回転遠心力より大きな力で加圧するポンピング手段SPを設け、スラスト動圧軸受部SBを含む全スラスト対向領域Sの外周側部分において、上記ポンピング手段SPによる半径方向内方側（中心側）に向かう加圧力を常時作用させるようにしたもの。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 動圧発生手段により潤滑流体を加圧して動圧を発生させ、その潤滑流体に発生した動圧によって回転軸を支持するようにした動圧軸受部材を備えているとともに、

上記動圧軸受部材の軸方向端面と、上記回転軸とともに一体回転する回転部材の軸方向端面とが軸方向に対向して形成されたスラスト対向領域に、スラスト動圧軸受部が設けられ、かつ上記スラスト動圧軸受部の半径方向外方側の上記スラスト対向領域に連続する部位に、上記スラスト動圧軸受部の内部側の潤滑流体の外部流出を防止する流体シール部が設けられた動圧軸受装置において、上記動圧軸受部材の軸方向端面と、前記回転部材の軸方向端面とのスラスト対向領域における外周側部分には、当該スラスト対向領域内の潤滑流体を半径方向内方側に向かって加圧するポンピング手段が設けられ、そのポンピング手段は、上記スラスト対向領域内の潤滑流体に対して回転時に付加される回転遠心力より大きな内方側加圧力を発生する構成になされていることを特徴とする動圧軸受装置。

【請求項 2】 前記ポンピング手段が、前記スラスト動圧軸受部とは別個に設けられ、当該ポンピング手段が、上記スラスト動圧軸受部よりも半径方向外方側の領域に配置されていることを特徴とする請求項 1 記載の動圧軸受装置。

【請求項 3】 前記スラスト動圧軸受部の動圧発生手段が、ヘリングボーン形状の動圧発生溝から構成されているとともに、

前記ポンピング手段が、スパイラル形状の動圧発生溝から構成されていることを特徴とする請求項 2 記載の動圧軸受装置。

【請求項 4】 前記スラスト動圧軸受部の動圧発生手段が、前記ポンピング手段を兼用するように設けられていることを特徴とする請求項 1 記載の動圧軸受装置。

【請求項 5】 前記ポンピング手段を兼用するスラスト動圧軸受部の動圧発生手段が、半径方向外方側の溝部と半径方向内方側の溝部とからなるヘリングボーン形状の動圧発生溝からなり、そのヘリングボーン形状の動圧発生溝における半径方向外方側の溝部の半径方向幅が、半径方向内方側の溝部の半径方向幅よりも大きく形成されていることを特徴とする請求項 4 記載の動圧軸受装置。

【請求項 6】 前記ポンピング手段が、スパイラル形状の動圧発生溝からなり、当該ポンピング手段によって、前記スラスト動圧軸受部における動圧発生手段を兼用するように構成されていることを特徴とする請求項 1 記載の動圧軸受装置。

【請求項 7】 前記流体シール部が、前記動圧軸受部材の外周壁面によって画成された毛細管シール部からなることを特徴とする請求項 1 記載の動圧軸受装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、潤滑流体に発生させた動圧によって回転軸を支持する動圧軸受部材を備えた動圧軸受装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 近年、各種回転駆動装置において、回転体を高速で高精度に回転させるための軸受装置として、潤滑流体に動圧を発生させて回転軸を支持する動圧軸受装置の開発が進められている。このような動圧軸受装置においては、装置全体の薄型化を図るなどの目的で、例えば図 8 及び図 9 に示されているような構造のスラスト軸受部 S B を採用したものが最近提案されつつある。すなわち、これらの図に示されているスラスト軸受部 S B においては、動圧軸受部材 1 により回転自在に支持された回転軸 2 に回転部材 3 が取り付けられており、その回転部材 3 の中心側部分における軸方向内端面（図示下端面）が、上記動圧軸受部材 1 の軸方向端面（図示上端面）に対して軸方向に近接対向して配置されていることにより、上記スラスト軸受部 S B が構成されている。

【0003】 このスラスト動圧軸受部 S B の内部側には、適宜の潤滑流体（図示省略）が注入されているとともに、その潤滑流体に対する動圧発生手段として、例えばヘリングボーン形状の動圧発生溝 4 が環状に凹設されており、その動圧発生溝 4 の加圧作用により上記潤滑流体に対して動圧を発生させ、所定の軸方向浮上力を得るようしている。

【0004】 このとき、上記スラスト動圧軸受部 S B による軸方向の浮上力を効率的に得るためには、上述した動圧発生溝の加圧作用を半径方向内方側（中心側）に向かわせるように設定しておくことが望ましい。従って通常は、図 8 中の矢印で示されているように、上記動圧発生溝 4 を構成している半径方向外方側の溝部 4 a による加圧作用（ポンピング作用）を、半径方向内方側の溝部 4 b による加圧作用よりも大きく設定してあり、それらの差圧によって、上記潤滑流体を中心側へ送り込むようにしている。

【0005】 一方、このようなスラスト動圧軸受部 S B より半径方向外方側の部位には、当該スラスト動圧軸受部 S B 内の潤滑流体の外部流出を防止するため、毛細管シール部などからなる流体シール部 5 が連設されている。この流体シール部 5 は、例えば、上記動圧軸受部材 1 の外周側壁面を利用して構成されており、より具体的には、その動圧軸受部材 1 の外周側壁面と、前記回転部材 3 に対して抜け止め部材を兼用するように取り付けられたカウンタープレート 6 の内周側壁面との間に適宜の隙間を画成しておき、その隙間を、図示下方側の開口部に向かって連続的に拡大することによって、テーパ状のシール空間を形成している。

【0006】 このような構成を有するスラスト動圧軸受

部 S B を設けるにあたっては、当然に、当該スラスト動圧軸受部 S B に発生するロストルクを低減させることが望ましいこととなるが、そのため従来より、特に図 9 に示されているように、上記スラスト動圧軸受部 S B の軸受外径をなるべく小径にすることが行われている。すなわち、上述した回転部材 3 の軸方向端面と、動圧軸受部材 1 の軸方向端面との間に画成されている全スラスト対向領域の中心側の部分に、上記スラスト動圧軸受部 S B を配置することが従来から行われている。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】ところが、このようにスラスト動圧軸受部 S B の外径を小さくした場合には、そのスラスト動圧軸受部 S B よりも半径方向外方側の領域に存在している潤滑流体に対して、スラスト動圧軸受部 S B による半径方向内方側への加圧力（ポンピング力）が作用しなくなってしまうこととなり、そのスラスト動圧軸受部 S B より外方側の領域に存在する潤滑流体が、回転による遠心力を受けて軸受外方側（半径方向外方側）に向かって飛散していくおそれが生じる。

【0008】この潤滑流体に付加される回転遠心力は、回転速度の二乗に比例するものであるから、特に、最近の回転駆動装置のように 10000 rpm を越えるような高速回転が行われる場合には、極めて大きな遠心力が潤滑流体に付加されて容易に飛散が行われることとなり、上述した流体シール部 5 による保持力では支え切れなくなって潤滑流体が外部漏れするおそれが強くなってきている。そして、潤滑流体の外部漏れが発生すると、その分、潤滑流体が不足状態となって動圧軸受装置の寿命を短くしてしまう。また、例えば HDD（ハードディスク駆動装置）のような高潔浄環境を要する装置においては、上述した潤滑流体の外部漏れが、内部機器の汚染の原因となって、装置全体に対して致命的な問題を与えてしまうこともある。

【0009】なお、このようなスラスト動圧軸受部 S B からの潤滑流体の外部漏れを防止するために、スラスト動圧軸受部 S B の近傍に配置された部材どうしの間の隙間を狭小化しておくことも考えられるが、そのようにすると、狭小化した通路部分において回転のロストルクが発生してしまい、駆動電流を上昇させてしまうなどの不具合を招来することとなって好ましくない。

【0010】そこで本発明は、簡易な構成によって、スラスト動圧軸受部 S B からの潤滑流体の外部漏れを、良好に防止することができるようにした動圧軸受装置を提供することを目的とする。

【0011】

【課題を解決するための手段】上記課題を解決するために、請求項 1 にかかる動圧軸受装置では、動圧軸受部材の軸方向端面と、前記回転部材の軸方向端面とのスラスト対向領域における外周側部分に、当該スラスト対向領域内の潤滑流体を半径方向内方側に向かって加圧するポ

ンピング手段が設けられ、そのポンピング手段は、上記スラスト対向領域内の潤滑流体に対して回転時に付加される回転遠心力より大きな内方側加圧力を発生する構成になされている。すなわち、このような構成を有する請求項 1 にかかる動圧軸受装置によれば、スラスト動圧軸受部を含む全スラスト対向領域の外周側部分において、常時、ポンピング手段による半径方向内方側（中心側）に向かう加圧力が作用していることとなるから、スラスト動圧軸受部を小径化してロストルクを低減させるように構成した場合などにおいて高速の回転を行わせたとしても、上記ポンピング手段の内方側加圧力によって潤滑流体の外部漏れが確実に防止されるようになっている。

【0012】また、請求項 2 にかかる動圧軸受装置では、上記請求項 1 におけるポンピング手段が、スラスト動圧軸受部とは別個に設けられ、当該ポンピング手段が、上記スラスト動圧軸受部よりも半径方向外方側の領域に配置されていることから、スラスト動圧軸受部を、よりロストルクが小さい構造としつつ、潤滑流体の外部漏れが良好に防止されるようになっている。

【0013】さらに、請求項 3 にかかる動圧軸受装置では、上記請求項 2 におけるスラスト動圧軸受部の動圧発生手段が、ヘリングボーン形状の動圧発生溝から構成されているとともに、ポンピング手段が、スパイラル形状の動圧発生溝から構成されていることから、従来と同様な構造のスラスト動圧軸受部を容易に形成しつつ、潤滑流体の外部漏れを防止するポンピング手段の構成が簡易化されるようになっている。

【0014】さらにまた、請求項 4 にかかる動圧軸受装置では、上記請求項 1 におけるスラスト動圧軸受部の動圧発生手段が、ポンピング手段を兼用するように設けられていることから、全体の構造が簡易化されるようになっている。

【0015】一方、請求項 5 にかかる動圧軸受装置では、上記請求項 4 におけるポンピング手段を兼用するスラスト動圧軸受部の動圧発生手段が、半径方向外方側の溝部と半径方向内方側の溝部とからなるヘリングボーン形状の動圧発生溝からなり、そのヘリングボーン形状の動圧発生溝における半径方向外方側の溝部の半径方向幅が、半径方向内方側の溝部の半径方向幅よりも大きく形成されていることから、一般的なヘリングボーン形状の動圧発生溝を非対称に成形するだけで、従来と同等又はそれ以上の軸受性能を確保しつつ、潤滑流体の外部漏れが良好に防止されるようになっている。

【0016】また、請求項 6 にかかる動圧軸受装置では、上記請求項 1 におけるポンピング手段が、スパイラル形状の動圧発生溝からなり、当該ポンピング手段によって、スラスト動圧軸受部における動圧発生手段を兼用するように構成されていることから、極めて簡易で低コストな構造の動圧軸受装置によって、潤滑流体にスラスト浮上用の動圧を発生させつつ、潤滑流体の外部漏れが

良好に防止されるようになっている。

【0017】さらに、請求項7にかかる動圧軸受装置では、上記請求項1における流体シール部が、動圧軸受部材の外周壁面によって画成された毛細管シール部からなることから、スラスト動圧軸受部から毛細管シール部までの間部分に潤滑流体が連続的に充填されることとなり、スラスト動圧軸受部に対して潤滑流体が十分に確保されるとともに、そのスラスト動圧軸受部から毛細管シール部までの間部分における部材どうしに接触が生じて、潤滑流体が介在していることによって、焼き付きやカジリなどの発生が良好に防止されるようになっている。

【0018】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を図面に基づいて詳細に説明するが、それに先立って、まず本発明にかかる動圧軸受装置を採用した一例としてのハードディスク駆動装置（HDD）の概要を説明することとする。

【0019】図1に示されている軸回転型のHDD駆動装置の全体は、固定部材としてのステータ組10と、そのステータ組10に対して図示上側から組み付けられた回転部材としてのロータ組20とから構成されている。そのうちステータ組10は、図示を省略した固定基台側にネジ止めされる固定フレーム11を有している。この固定フレーム11は、軽量化を図るためにアルミ系金属材料から形成されているが、当該固定フレーム11の略中央部分に立設するようにして形成された環状の軸受ホルダー12の内周面側には、中空円筒状に形成された固定軸受部材としての軸受スリーブ13が、圧入又は焼嵌めによって上記軸受ホルダー12に接合されている。この軸受スリーブ13は、小径の孔加工等を容易化するためにリン青銅などの銅系材料から形成されている。

【0020】また、前記軸受ホルダー12の外周取付面には、電磁鋼板の積層体からなるステータコア14が嵌着されているとともに、そのステータコア14に設けられた各突極部には、駆動コイル15がそれぞれ巻回されている。

【0021】さらに、上記軸受スリーブ13に設けられた中心孔内には、上述したロータ組20を構成する回転軸21が回転自在に挿入されている。すなわち、上記軸受スリーブ13の内周壁部に形成された動圧面は、上記回転軸21の外周面に形成された動圧面に対して半径方向に対向するように配置されており、その微小隙間部分に、軸方向に適宜の間隔をあけて2箇所のラジアル動圧軸受部RB、RBが構成されている。より詳細には、上記ラジアル動圧軸受部RBにおける軸受スリーブ13側の動圧面と、回転軸21側の動圧面とは、数 μm の微小隙間を介して周状に対向配置されており、その微小隙間からなる軸受空間内に、潤滑オイルや磁性流体やエア等の潤滑流体Fが軸線方向に連続するように注入又は介

在されている。

【0022】さらにまた、上記軸受スリーブ13及び回転軸21の両動圧面の少なくとも一方側には、例えば、ヘリングボーン形状等からなるラジアル動圧発生用溝が、軸線方向に2ブロックに分けられて環状に凹設されており、回転時に、当該ラジアル動圧発生用溝のポンピング作用により図示を省略した潤滑流体が加圧されて動圧を生じ、その潤滑流体の動圧によって、上記回転軸21とともに後述する回転ハブ22が、上記軸受スリーブ13に対してラジアル方向に非接触状態で軸支持される構成になされている。

【0023】なお、上述した各ラジアル動圧軸受部RBにおけるポンピング作用は、特に、図2中の矢印で示されているように、軸方向にバランスした状態に設定されており、従って、当該各ラジアル動圧軸受部RBのバランスしたポンピング作用によって、潤滑流体が軸方向の一方側に押し込まれていくことはない。

【0024】さらに、上記回転軸21とともにロータ組20を構成している回転ハブ22は、アルミ系金属材料からなる略カップ状の部材からなり、当該回転ハブ22の中心部分に設けられた接合穴22aが、上記回転軸21の図示上端部分に対して圧入又は焼嵌めによって一体的に接合されている。この回転ハブ22は、図示を省略した磁気ディスク等の記録媒体ディスクを外周部に搭載する略円筒状の胴部22bを有しているとともに、その胴部22bから半径方向外方に張り出して記録媒体ディスクを軸線方向に支持するディスク載置部22cを備えており、図示上方側から被せるように螺子止めされたクランプ（図示省略）の図示上方側押圧力によって、上記記録媒体ディスクが固定されるようになっている。

【0025】また、上記回転ハブ22の胴部22bの内周壁面側には、バックヨークを介して環状駆動マグネット22dが取り付けられている。この環状駆動マグネット22dの内周面は、前述したステータコア14における各突極部の外周側端面に対して環状に対向するように近接配置されているとともに、当該環状駆動マグネット22dの軸方向下端面は、上述した固定フレーム11側に取り付けられた磁気吸引板23と軸方向に対面する位置関係になされており、これら両部材22d、23どうしの間の磁氣的吸引力によって、上述した回転ハブ22の全体が軸方向に引き付けられ、安定的な回転状態が得られる構成になされている。

【0026】一方、前記軸受スリーブ13の図示下端側に設けられた開口部は、カバー13aにより閉塞されており、上述した各ラジアル動圧軸受部RB内の潤滑流体が外部に漏出しない構成になされている。

【0027】また、上記軸受スリーブ13の図示上端面と、上述した回転ハブ22の中心側部分における図示下端面とは、軸方向に近接した状態で対向するように配置されており、それら軸受スリーブ13の図示上端面と、

回転ハブ 22 の図示下端面との間のスラスト対向領域 S 内の一部に、スラスト動圧軸受部 S B が設けられている。すなわち、上記スラスト対向領域 S を構成している両対向動圧面 13, 22 の少なくとも一方側には、特に図 3 に示されているようなヘリングボーン形状のスラスト動圧発生溝 S G が形成されており、そのスラスト動圧発生溝 S G を含む軸方向対向部分がスラスト動圧軸受部 S B になされている。

【0028】このようなスラスト動圧軸受部 S B を構成している軸受スリーブ 13 の図示上端面側の動圧面と、それに近接対向する回転ハブ 22 の図示下端面側の動圧面とは、数 μm の微小隙間を介して軸方向に対向配置されているとともに、その微小隙間からなる軸受空間内に、オイルや磁性流体やエア一等の潤滑流体が、上述したラジアル動圧軸受部 R B から連続的に充填されていて、回転時に、上述したスラスト動圧発生溝 S G のポンピング作用によって上記潤滑流体が加圧されて動圧を生じ、その潤滑流体の動圧によって、前記回転軸 21 及び回転ハブ 22 が、スラスト方向に浮上した非接触状態で軸支持される構成になされている。

【0029】このとき、上記スラスト動圧軸受部 S B は、前述した軸受スリーブ 13 の図示上端面と、回転ハブ 22 の図示下端面との間のスラスト対向領域 S において、最も外周側に相当する部分に配置されていて、そのスラスト対向領域 S の最外周側部分において、上記スラスト動圧軸受部 S B を含むスラスト対向領域 S 内の全体に存在している潤滑流体を、半径方向内方側に向かって加圧するポンピング手段を兼用する構成になされている。

【0030】すなわち、上記スラスト動圧軸受部 S B に設けられたヘリングボーン形状のスラスト動圧発生溝 S G は、半径方向外方側の外方溝部 S G 1 と、半径方向内方側の内方溝部 S G 2 とを、平面略「へ」の字状に連結した構成になされているが、それらのヘリングボーン形状をなす両溝部 S G 1, S G 2 のうち、外方溝部 S G 1 における半径方向幅 L 1 は、半径方向内方側の内方溝部 S G 2 における半径方向幅 L 2 よりも適宜の量だけ長く形成されていて ($L 1 > L 2$)、その外方溝部 S G 1 による半径方向内方側 (中心側) に向かう加圧力 (ポンピング力 P 1) が、上記内方溝部 S G 2 による半径方向外側に向かう加圧力 (ポンピング力 P 2) よりも、適宜の量だけ大きくなるように設定されている ($P 1 > P 2$)。

【0031】従って、それら両溝部 S G 1, S G 2 による加圧力の差圧 ($P 1 - P 2$) は、中心側に向かう作用力に設定されており、それによって、前記スラスト動圧軸受部 S B を含むスラスト対向領域 S 内に存在する潤滑流体が、半径方向内方側 (中心側) に向かって加圧されることとなる。このように、本実施形態におけるスラスト動圧軸受部 S B は、上記スラスト対向領域 S 内の潤滑

流体を中心側に向かって加圧するポンピング手段を兼用する構成になされており、そのポンピング手段による加圧作用力である上記差圧 ($P 1 - P 2$) が、上記スラスト対向領域 S 内であって前記スラスト動圧軸受部 S B よりも半径方向外方の領域に存在している潤滑流体に回転時に付加される回転遠心力 F よりも、大きくなるように設定されている ($(P 1 - P 2) > F$)。

【0032】さらに、上記動圧軸受部材としての軸受スリーブ 13 の最外周壁面には、毛細管シール部 24 からなる流体シール部が画成されている。すなわち、この流体シール部としての毛細管シール部 24 は、前述したスラスト動圧軸受部 S B を含む軸方向のスラスト対向領域 S に対して半径方向外方側から連設されるように設けられており、上記前記軸受スリーブ 13 の外周壁面と、その軸受スリーブ 13 の外周壁面と半径方向に対向するように形成された抜け止め部材としてのカウンタープレート 25 の内周壁面とにより、上記毛細管シール部 24 が画成されている。上記カウンタープレート 25 は、上述した回転ハブ 22 に設けられたフランジ部 22 e に固定されたリング状部材からなり、当該カウンタープレート 25 の内周壁面と、上述した軸受スリーブ 13 の外周壁面との間の隙間を、図示下方側の開口部に向かって連続的に拡大することによって、テーパ状のシール空間を画成している。そして、上記スラスト動圧軸受部 S B 内の潤滑流体が、毛細管シール部 24 に至るまで連続的に充填されている。

【0033】またこのとき、上記軸受スリーブ 13 の図示上端部分には、半径方向外方側に張り出すようにして抜け止め部 13 b が設けられており、その抜け止め部 13 b の一部が、上述したカウンタープレート 25 の一部に対して軸方向に対向するように配置されている。そして、これらの両部材 13 b, 25 によって、前記回転ハブ 22 が軸方向に抜け出すことを防止する構成になされている。

【0034】このような構成を有する本実施形態では、スラスト動圧軸受部 S B を含む全スラスト対向領域 S の外周側部分において、ポンピング手段を兼用するスラスト動圧軸受部 S B による半径方向内方側 (中心側) に向かう加圧力 ($P 1 - P 2$) が、常時作用していることとなり、スラスト動圧軸受部 S B を小径化してロストルクを低減させるように構成した場合などにおいて高速の回転を行わせたとしても、上記ポンピング手段を兼用するスラスト動圧軸受部 S B の内方側加圧力によって潤滑流体の外部漏れが確実に防止されるようになっている。

【0035】このとき、特に本実施形態では、スラスト動圧軸受部 S B における動圧発生手段を構成しているスラスト動圧軸受部 S B が、ポンピング手段を兼用するように設けられていることから、各々を別個に設けた場合に比して装置構造全体の簡易化が図られるようになっている。

【0036】さらに、本実施形態では、ポンピング手段を兼用するスラスト動圧軸受部 S B の動圧発生手段が、一般的なヘリングボーン形状の動圧発生溝を非対称に成形するだけで、従来と同等又はそれ以上の軸受性能を確保しつつ、潤滑流体の外部漏れが良好に防止されるようになっている。

【0037】さらに、本実施形態では、スラスト動圧軸受部 S B に付設された流体シール部が、軸受スリーブ 13 の最外周壁面によって画成された毛細管シール部 24 からなることから、スラスト動圧軸受部 S B から毛細管シール部 24 までの間部分に潤滑流体が連続的に充填されることとなり、従って、上記スラスト動圧軸受部 S B に対して潤滑流体が十分に確保される。また、そのスラスト動圧軸受部 S B から毛細管シール部 24 に至るまでの間部分に配置された各抜止め部材が、外部からの衝撃力などによって他の部材に接触した場合であっても、潤滑流体の介在によって、焼き付きやカジリなどの発生が良好に防止されるようになっている。

【0038】一方、上述した実施形態と同一の構成物を同一の符号で表した図 4 及び図 5 に示された実施形態では、軸受スリーブ 13 の図示上端面と、回転ハブ 22 の図示下端面との間のスラスト対向領域 S 内において、ヘリングボーン形状の動圧発生溝を備えたスラスト動圧軸受部 S B が、中心側に小径をなすように設けられているとともに、そのスラスト動圧軸受部 S B の半径方向外方側の領域に、上記スラスト対向領域 S 内の潤滑流体の外部流出を防止するためのポンピング手段 S P が、前記スラスト動圧軸受部 S B とは別個に設けられている。本実施形態における上記ポンピング手段 S P は、スパイラル形状の動圧発生溝から構成されており、上記スラスト対向領域 S の最外周部分に配置されている。

【0039】このように本実施形態においては、ポンピング手段 S P が、スラスト動圧軸受部 S B よりも半径方向外方側の領域においてスラスト動圧軸受部 S B とは別個に設けられていることから、スラスト動圧軸受部 S B を、よりロストルクが小さい構造としつつ、潤滑流体の外部漏れが良好に防止されるようになっている。さらに、従来と同様な構造のスラスト動圧軸受部 S B を容易に形成しつつ、潤滑流体の外部漏れを防止するポンピング手段 S P の構成が簡易化されるようになっている。

【0040】また、上述した実施形態と同一の構成物を同一の符号で表した図 6 及び図 7 に示されている実施形態では、ポンピング手段 S P のみが設けられており、そのポンピング手段 S P が、スラスト動圧軸受部の動圧発生手段を兼用するように構成されている。すなわち、上記ポンピング手段 S P は、スパイラル形状の動圧発生溝から形成されており、当該スパイラル形状の動圧発生溝による内方側（中心側）への加圧力（ポンピング力）によって、スラスト軸受用の浮上用動圧と、潤滑流体の外部漏れを防止するための動圧とを、同時に得るようにし

ている。

【0041】このような実施形態によれば、極めて簡易で低コストな構造の動圧軸受装置によって、潤滑流体にスラスト浮上用の動圧を発生させつつ、当該潤滑流体の外部漏れが良好に防止されるようになっていて、各々の動圧発生手段を別個に設けた場合に比して構造の簡易化が図られるようになっている。

【0042】以上、本発明者によってなされた発明を実施形態に基づいて具体的に説明したが、本発明は上記実施形態に限定されるものではなく、その要旨を逸脱しない範囲で種々変形可能であるというのは言うまでもない。

【0043】例えば、上述した各実施形態は、HDD スピンドルモータに対して本発明を適用したものであるが、その他の多種多様な動圧軸受装置に対して本発明は同様に適用することができるものである。

【0044】

【発明の効果】以上説明したように、請求項 1 にかかる動圧軸受装置は、動圧軸受部材と回転部材とのスラスト対向領域における外周側部分に、当該スラスト対向領域内の潤滑流体を、半径方向内方側に向かって回転遠心力より大きな力で加圧するポンピング手段を設け、スラスト動圧軸受部を含む全スラスト対向領域の外周側部分において、上記ポンピング手段による半径方向内方側（中心側）に向かう加圧力を常時作用させたものであるから、スラスト動圧軸受部を小径化してロストルクを低減させるように構成した場合などにおいて高速の回転を行わせたとしても、簡易な構成のポンピング手段の内方側加圧力によって、潤滑流体の外部漏れを確実に防止することができ、装置の小型化・薄型化を図りつつ動圧軸受装置の信頼性を向上させることができる。

【0045】また、請求項 2 にかかる動圧軸受装置は、上記請求項 1 におけるポンピング手段をスラスト動圧軸受部とは別個に設けて、スラスト動圧軸受部の性能を向上させつつ、潤滑流体の外部漏れを良好に防止するようにしたものであるから、上述した効果を確実に得ることができる。

【0046】さらに、請求項 3 にかかる動圧軸受装置は、上記請求項 2 におけるスラスト動圧軸受部の動圧発生手段をヘリングボーン形状の動圧発生溝から構成するとともに、ポンピング手段をスパイラル形状の動圧発生溝から構成して、従来と同様な構造のスラスト動圧軸受部を容易に形成しつつ、潤滑流体の外部漏れを防止するポンピング手段の構成を簡易化可能としたものであるから、上述した効果に加えて生産性の向上を図ることができる。

【0047】さらにまた、請求項 4 にかかる動圧軸受装置は、上記請求項 1 におけるスラスト動圧軸受部の動圧発生手段を、ポンピング手段を兼用するように設けて、全体の構造を簡易化するようにしたものであるから、上

述した効果に加えて生産性を一層向上させることができる。

【0048】一方、請求項5にかかる動圧軸受装置は、上記請求項4におけるポンピング手段を兼用するスラスト動圧軸受部の動圧発生手段をヘリングボーン形状の動圧発生溝から構成し、そのヘリングボーン形状の動圧発生溝における半径方向外方側の溝部の幅を、半径方向内方側の溝部の幅よりも大きく形成して、一般的なヘリングボーン形状の動圧発生溝を非対称に成形するだけで、従来と同等又はそれ以上の軸受性能を確保しつつ、潤滑流体の外部漏れを良好に防止するようにしたものであるから、上述した効果に加えて生産性の向上を図ることができる。

【0049】また、請求項6にかかる動圧軸受装置は、上記請求項1におけるポンピング手段をスパイラル形状の動圧発生溝として、スラスト動圧軸受部を兼用する構成とし、極めて簡易で低コストな構造の動圧軸受装置によって潤滑流体にスラスト浮上用の動圧を発生させつつ、潤滑流体の外部漏れを良好に防止したものであるから、上述した効果に加えて生産性を一層向上させることができる。

【0050】さらに、請求項7にかかる動圧軸受装置は、上記請求項1における流体シール部を、動圧軸受部材の外周壁面によって画成した毛細管シール部から構成したことによって、スラスト動圧軸受部に対する潤滑流体を十分に確保しつつ、そのスラスト動圧軸受部から毛細管シール部までの間部分における部材どうしの接触によって焼き付きやカジリなどが発生しないように構成したものであるから、上述した効果に加えて、動圧軸受装置の寿命性及び信頼性を一層高めることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明にかかる動圧軸受装置を備えた軸回転型のHDD用スピンドルモータの概要を表した縦断面説明図である。

【図2】図1に示されたHDD用スピンドルモータに用いられている動圧軸受装置を拡大して表した縦断面説明図である。

【図3】図2に示された動圧軸受部に設けられたスラスト動圧発生溝の形状を表した平面説明図である。

【図4】本発明の他の実施形態における動圧軸受装置のスラスト動圧軸受部を拡大して表した縦断面説明図である。

【図5】図4に示されたスラスト動圧軸受部に設けられた動圧発生溝の形状を表した平面説明図である。

【図6】本発明の更に他の実施形態における動圧軸受装置のスラスト動圧軸受部を拡大して表した縦断面説明図である。

【図7】図6に示されたスラスト動圧軸受部に設けられた動圧発生溝の形状を表した平面説明図である。

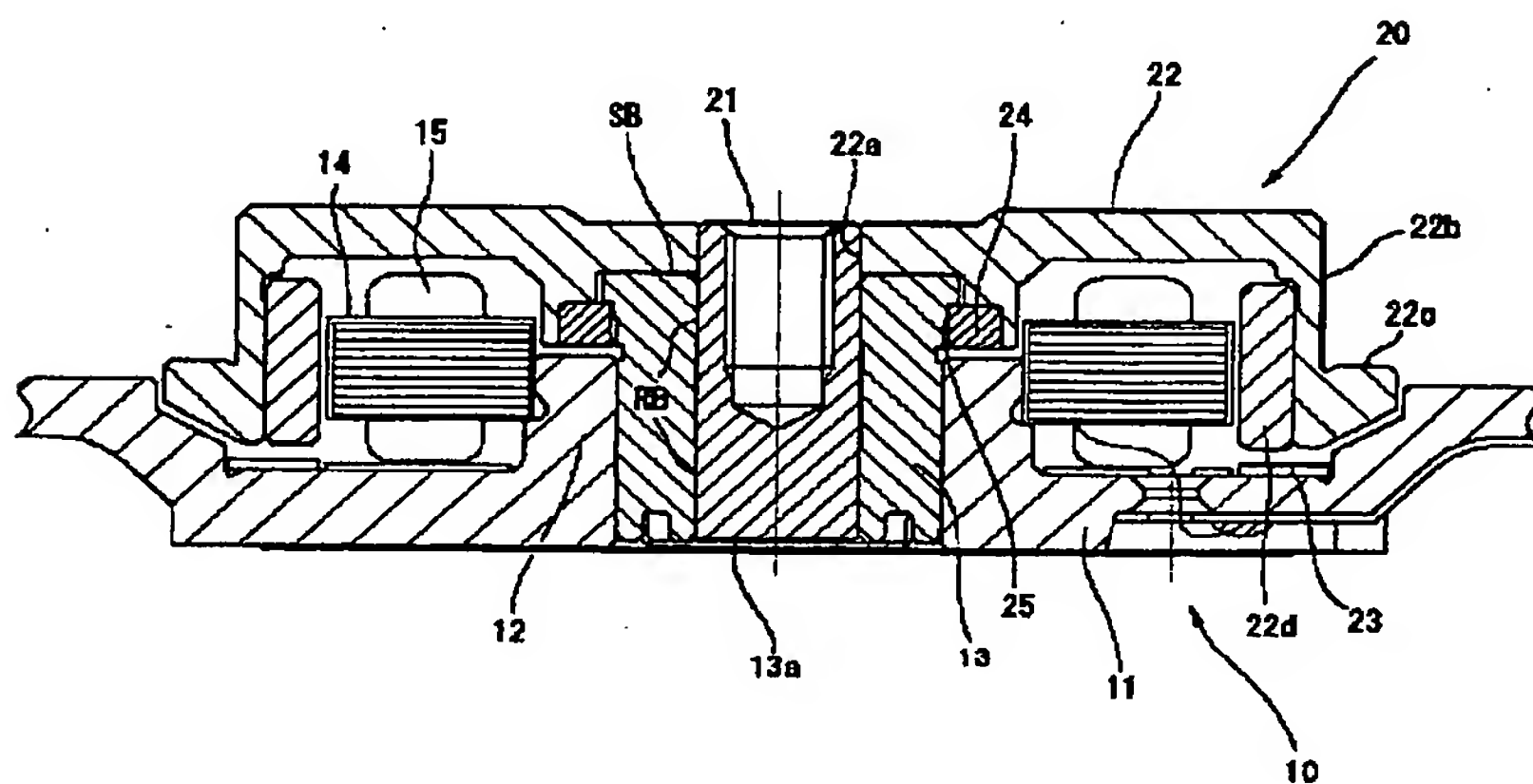
【図8】従来の動圧軸受装置におけるスラスト動圧軸受部を拡大して表した縦断面説明図である。

【図9】図8に示されたスラスト動圧軸受部に設けられた動圧発生溝の形状を表した平面説明図である。

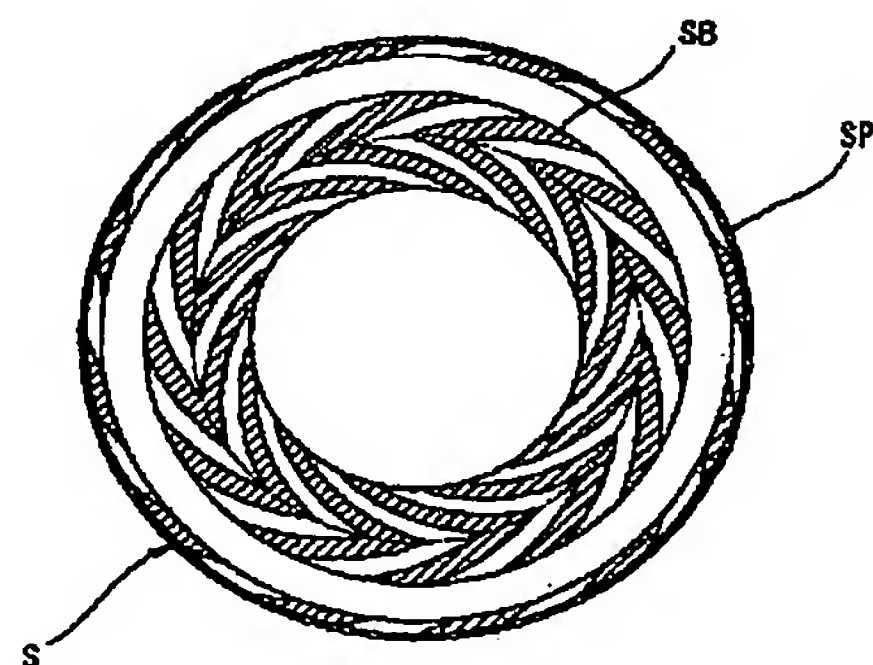
【符号の説明】

- 13 軸受スリーブ (軸受部材)
- 13b 抜止め鍔部
- 21 回転軸
- 22 回転ハブ (回転部材)
- 24 毛細管シール部 (流体シール部)
- 25 カウンタープレート
- RB ラジアル動圧軸受部
- S スラスト対向領域
- SG スラスト動圧発生溝
- SB スラスト動圧軸受部
- SG1 外方溝部
- SG2 内方溝部
- SP ポンピング手段

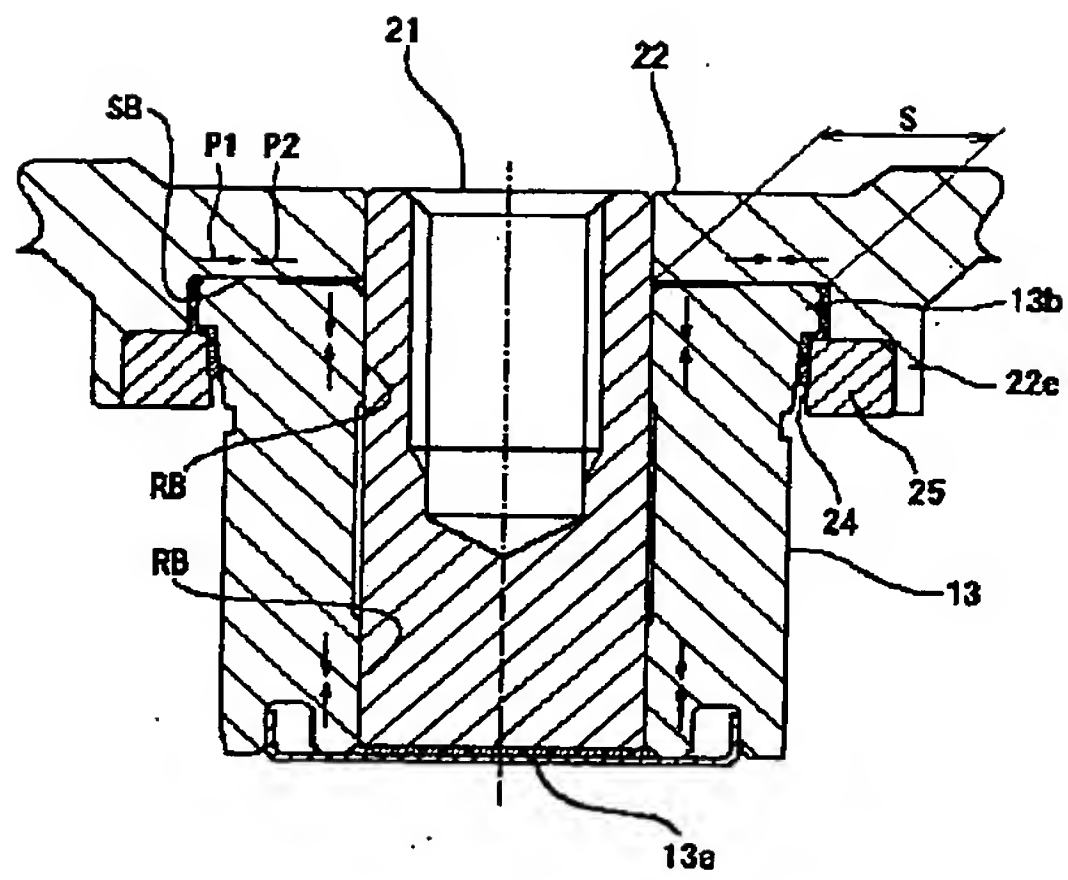
【図1】



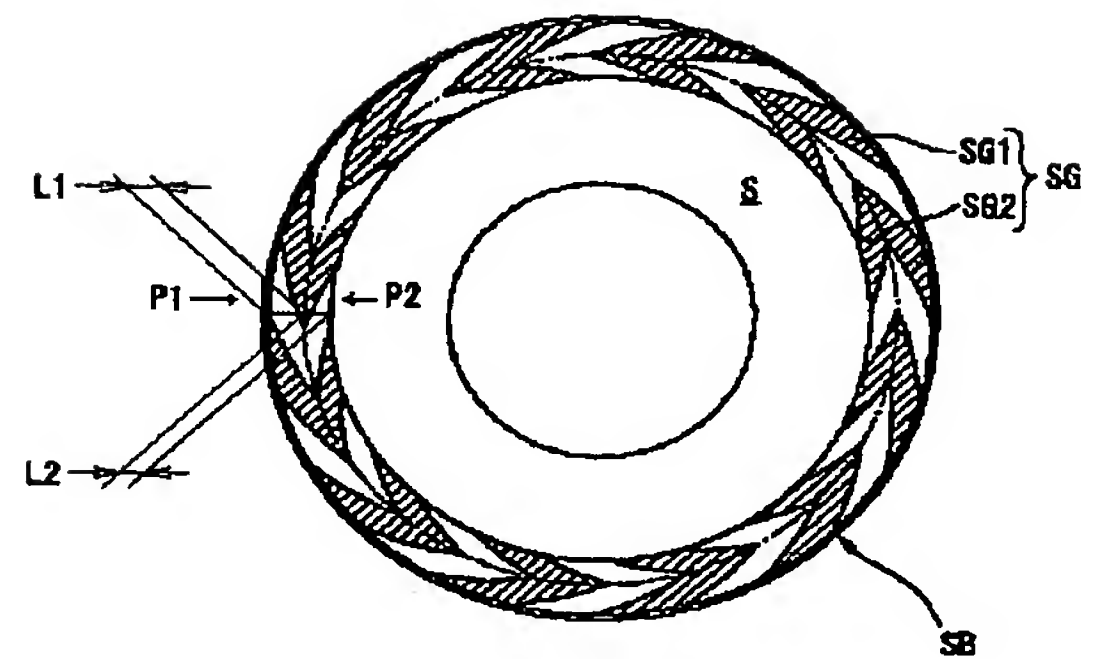
【図5】



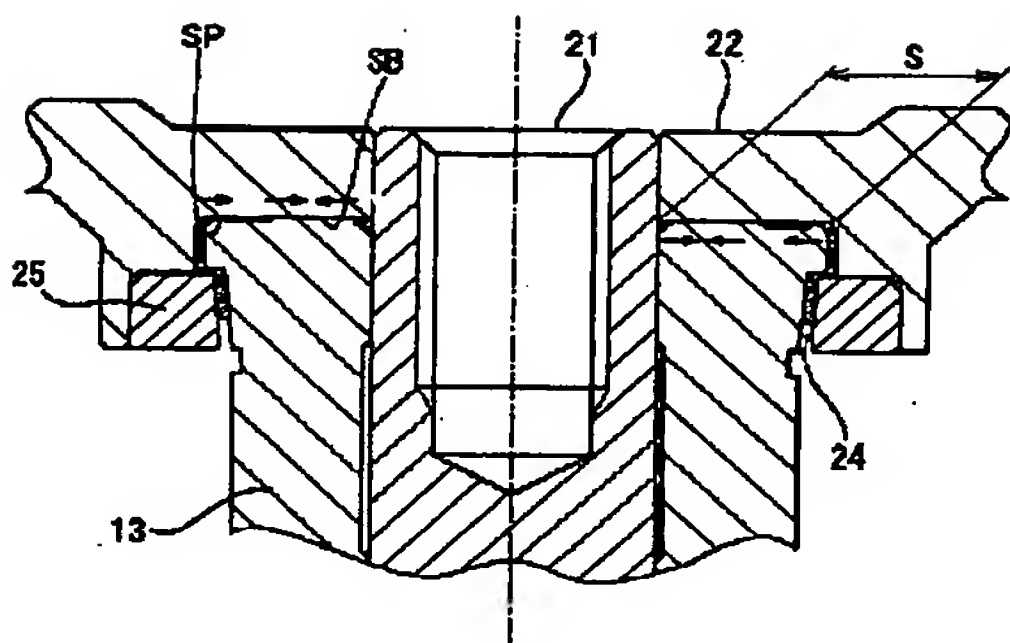
【図 2】



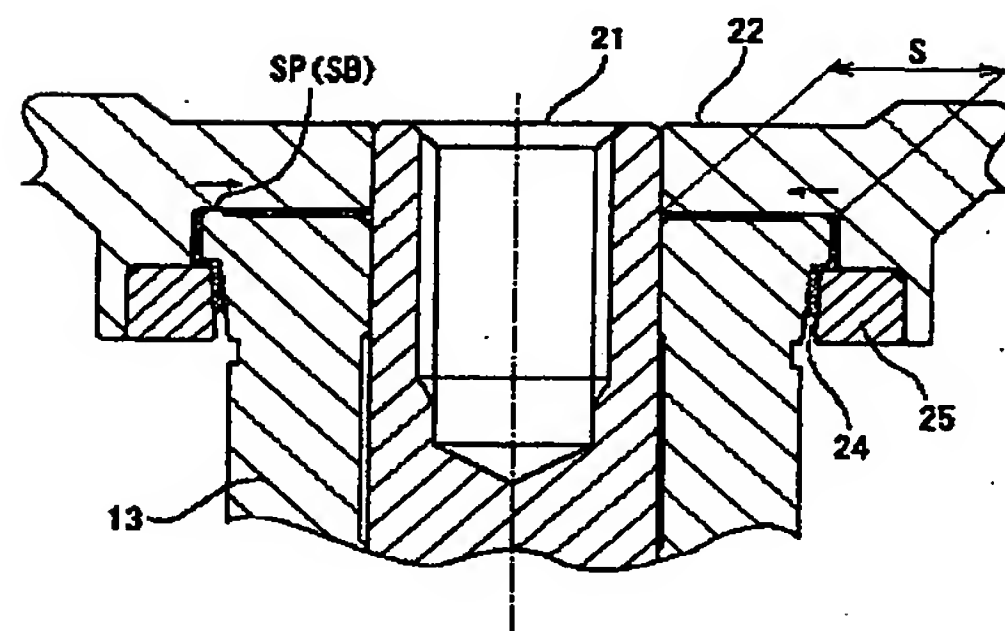
【図 3】



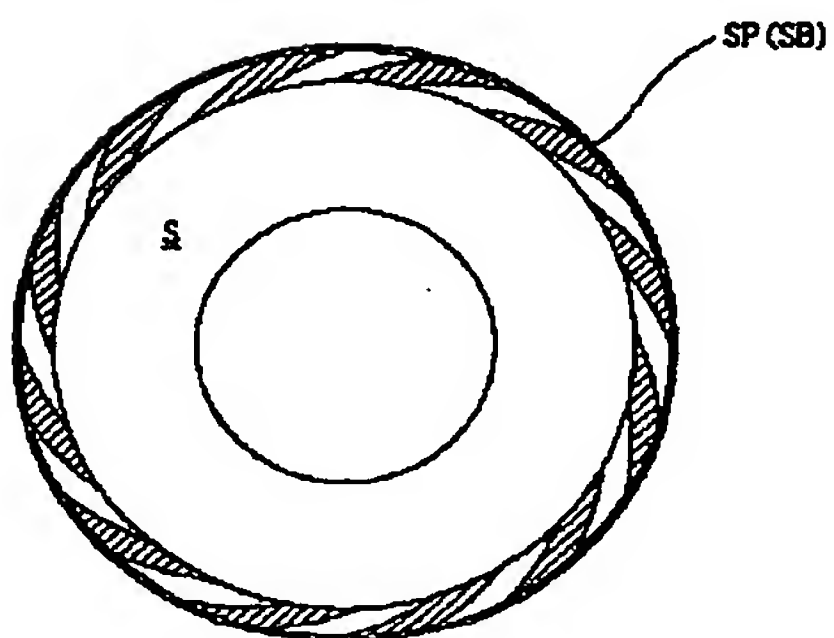
【図 4】



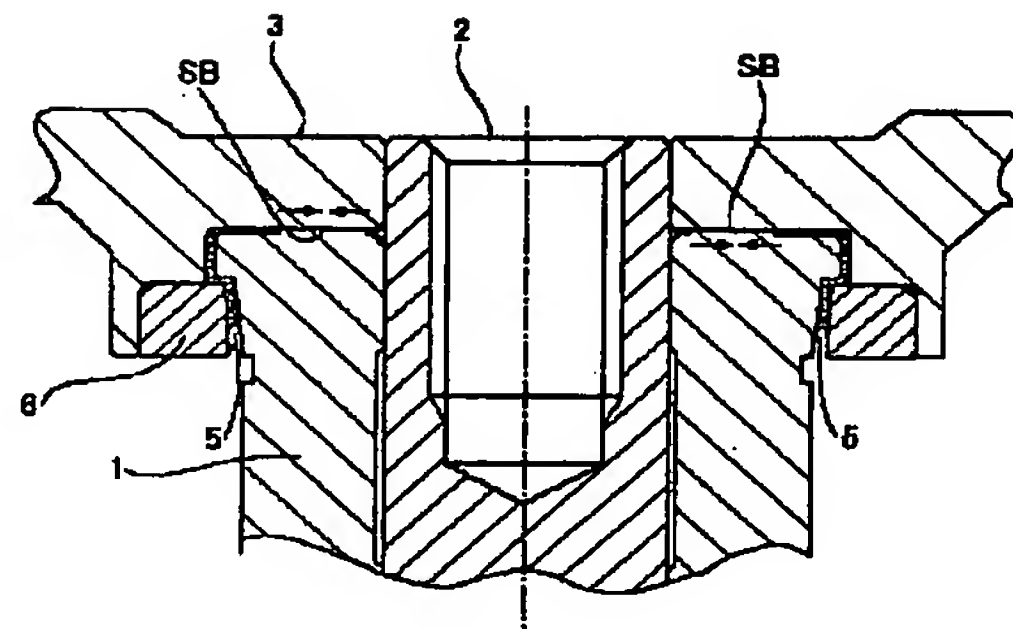
【図 6】



【図 7】



【図 8】



【図 9】

